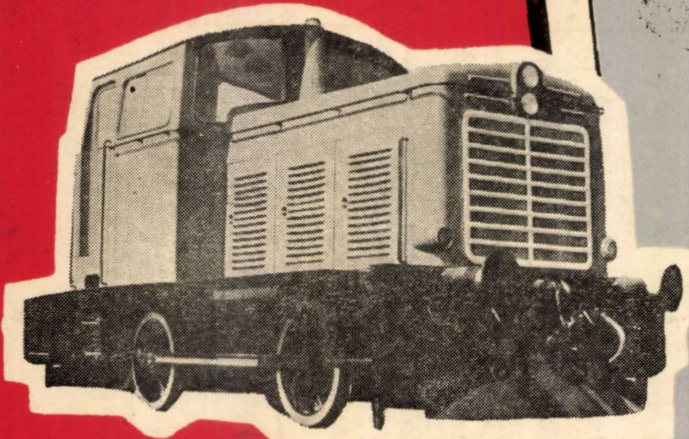
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

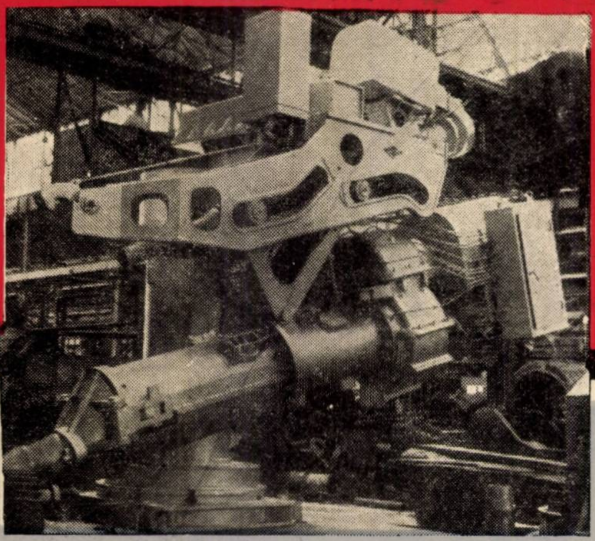
4

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XV • Nr. 4 • APRILIE 1963



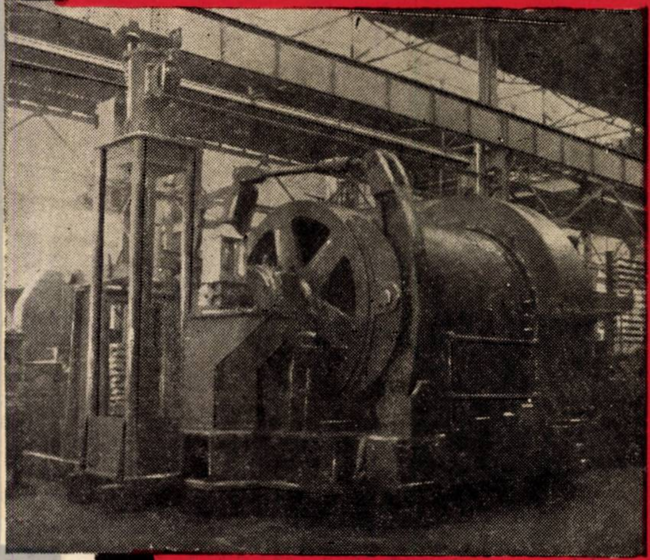
uzinele

23 AUGUST



produc:

Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel, de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment, de 800 și 1 200 t/zi
Material rulant
Locomotive de manevră, pentru cale normală
Automotoare de mare viteză și capacitate
Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant



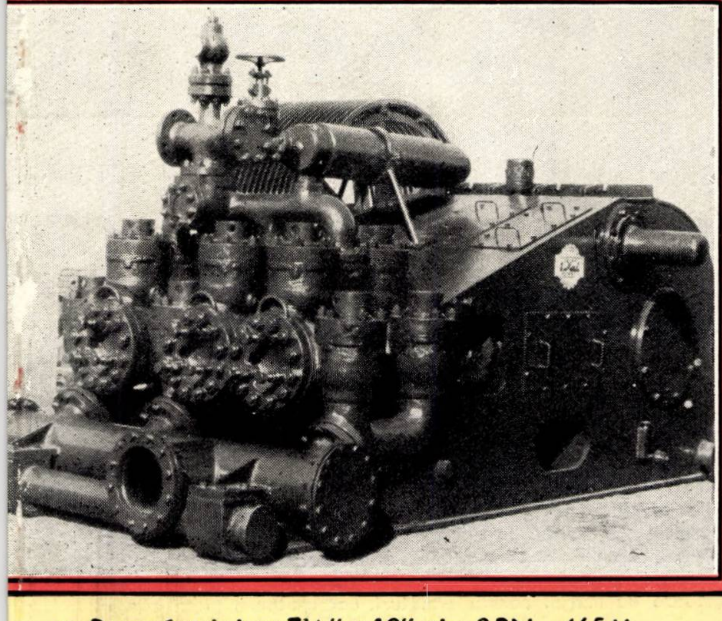
E 3279

UTILAJE PETROLIERE

DE CEA MAI BUNĂ CALITATE FABRICATE ŞI LIVRATE DE

UZINA „1 MAI" PLOIEŞTI

- Instalaţie de foraj tip 2 DH—75 A pentru adîncimi pînă la 2000 m



- Pompă triplex 7¼" × 12" tip 3 PN—465 M

- Instalaţii de foraj tip 4 LD—150 B
- Instalaţii de foraj tip 2 DH—75 A
- Turbine de foraj (simple şi duble)
- Prevenitoare de erupţie:
  - — cu acţionare normală
  - — cu acţionare hidraulică
- Agregate de cimentare tip TA—300 M şi AC—400 M
- Sape cu role şi lame

PRODUSE CHIMICE: pigmenţi anorganici, sub formă de pulbere albă amorfă; oxîd de zinc calitatea I; bioxid de staniu; litopon.

SOLEX
UZINA DE METALE
SI ALIAJE NEFEROASE

PRODUSE METALURGICE — Aliaje antifricţiune. Compoziţie Y. Pb. 98% — Bahnmentall, aliaj antifricţiune utilizat la cuzineţii de vagonete, vagoane de cale ferată (marfă şi persoane) şi pentru axe cu 300 — 400 rot min. Compoziţia Y. Sn 10% — Weissmetall se utilizează ca aliaj antifricţiune la cuzineţi, la biele şi osii de locomotive cu viteză mare. Compoziţia Y. Sn 83% se utilizează ca aliaj antifricţiune la cuzineţi, turbine de abur, turbocompresoare, motoare Diesel cu viteză mare, electromotoare etc.

Aliaje tipografice, folosite în industria tipografică pentru turnarea materialului tipografic: monotip — aliaje pentru maşinile de cules monotip: linotip — aliaje pentru maşinile de cules linotip; stereotipie — aliaje pentru plăci de stereotipie.

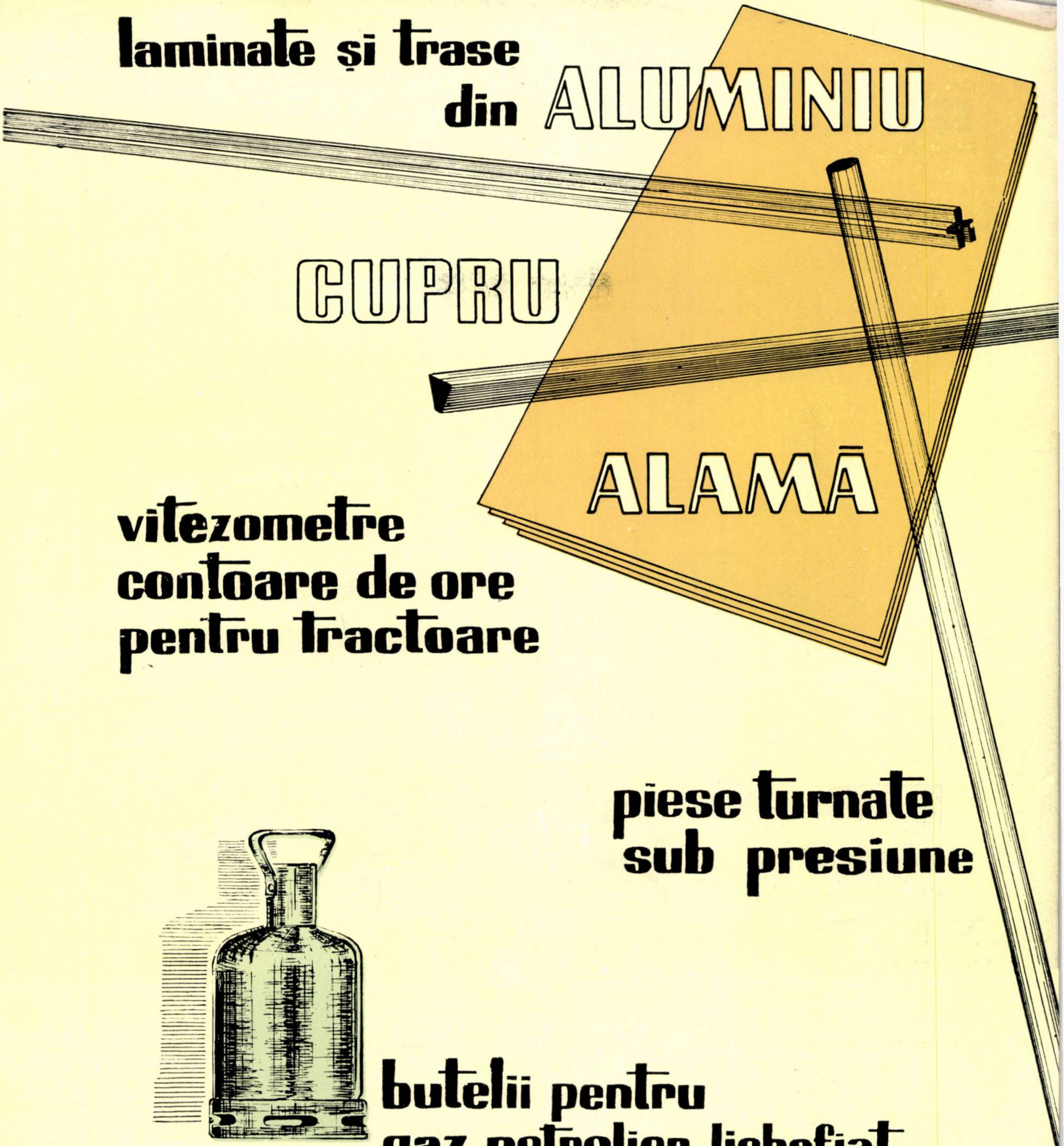
Alamă turnată în blocuri — AMTO — se utilizează pentru armături, piese de ornament, piese diverse.

Bronz cu staniu — aliaje de cupru cu staniu — servesc la turnarea lagărelor pentru maşini—unelte, organe de maşini, armături speciale, lagăre pentru material rulant, armături la presiune etc.

Aliaje de cositor pentru lipit, utilizate la lipit plumb, alamă, cupru, lipituri la flacără în tinichigerie, lipituri pe tablă de zinc, sîrmă galvanizată, lipituri pe tablă de alamă, tablă cositorită, conductoare electrice, lipituri la contoare electrice, lipituri fine în electricitate şi radiofonie.

Aliaje de zinc (Zamak-uri), folosite în industria constructoare de maşini pentru armături, carburatoare şi ca aliaje de înlocuire.

INTRAREA TORENTULUI NR. 4 ● BUCUREȘTI



laminate și trase
din ALUMINIU

CUPRU

ALAMĂ

vitezometre
contoare de ore
pentru tractoare

piese turnate
sub presiune

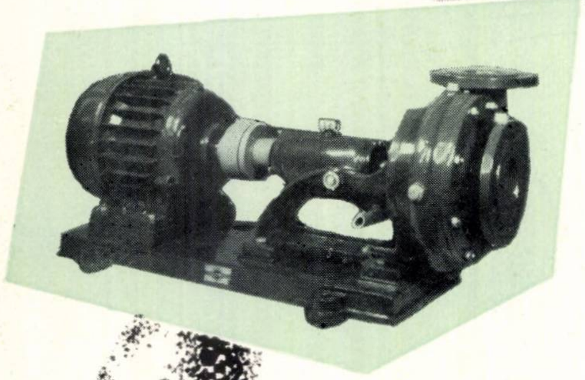
butelii pentru
gaz petrolier lichefiat

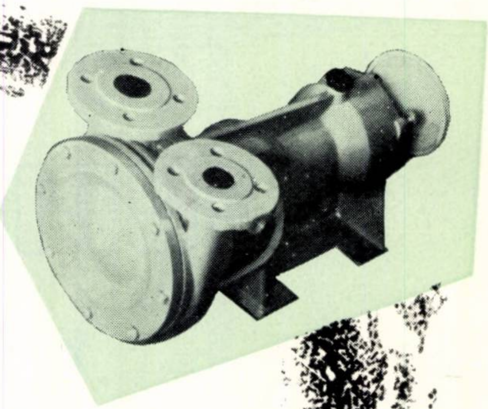
Întreprinderea metalurgică de stat

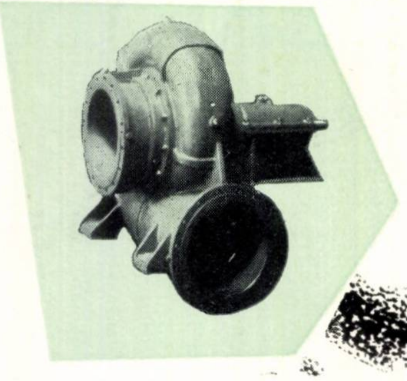
metrom

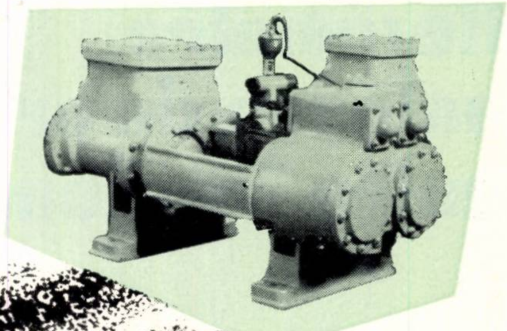
BRAȘOV

UVR









POMPE

POMPE DE UZ GENERAL

- monoetajate
- multietajate
- în dublu flux

POMPE SPECIALE pentru

- alimentarea cazanelor
- lichide cu suspensii abrazive
- pastă de hîrtie
- lichide corosive

POMPE PENTRU AGRICULTURĂ

- diagonale
- axiale
- motopompe

POMPE de vid

POMPE duplex

POMPE cu roţi dinţate

PENTRU ORICE PROBLEME ÎN LEGĂTURĂ CU POMPAREA CONSULTAŢI

UZINA DE POMPE **VASILE ROAITA**

VELA

Păstrarea nuanţei la 140°C
Rezistenţă la intemperii
Duritate
Elasticitate
Luciu

EMAILURI

HEXOL

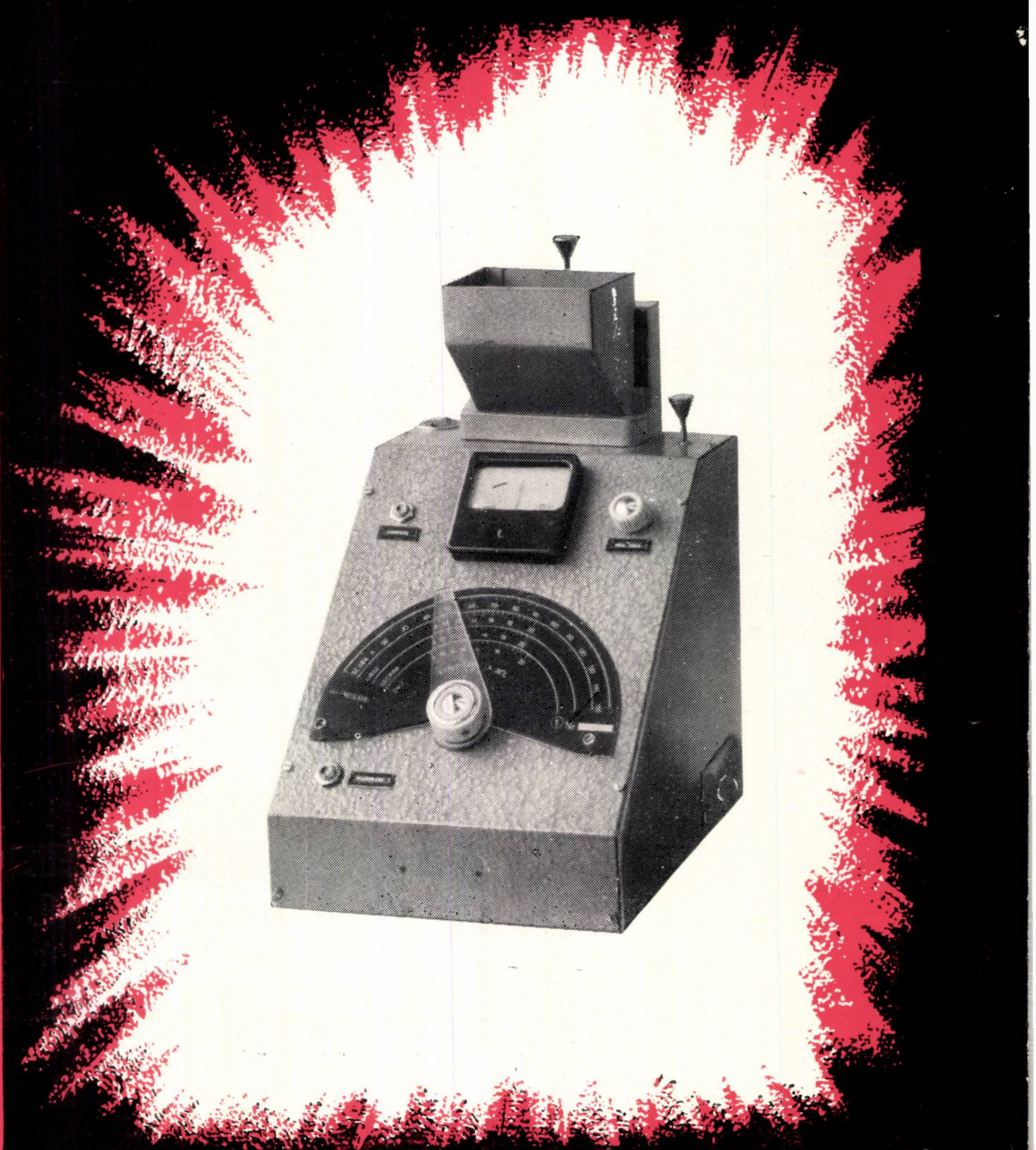
PENTRU ORICE OBIECTE METALICE

USCARE 20′ LA 140°C, ÎN CUPTOR

FABRICA DE LACURI ŞI VOPSELE

TIMIŞOARA • STR. PENEŞ CURCANUL Nr. 5 • TELEFON 25-71

Electronica



Uzinele „ELECTRONICA" str. Baicului nr. 82, realizează următoarele produse de electronică industrială:

- **UMIDOMETRE** tranzistorizate destinate măsurării umidității produselor agricole;
- Amplificatoare de audiofrecvență cu putere nominală la ieșire de 10 W, 20 W, 250 W și 500 W, destinate amplificării transmisiunii de la microfon, radio, magnetofon pentru centre de radioficare din întreprinderi și instituții;
- Generator de I. F. capacitiv cu 5 kW putere nominală la ieșire, utilizat în industria mobilei.

În curs de punere în fabricație:

- Releu electronic temporizat;
- Nivostat capacitiv

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI METALURGIEI ŞI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XV, APRILIE 1963, Nr. 4

CUPRINS

CONSTRUCŢIE — CERCETĂRI — ÎNCERCĂRI

M. POSTELNICESCU şi P. VEZEANU: Economia de combustibil la cazanele de abur funcţionînd cu gaz de furnal prin preîncălzirea acestuia 291—295

B. GRÜNWALD: Despre regimul tranzitoriu de funcţionare a motorului de automobil 296—302

M. TRIPA şi GH. HARNAGEA: Determinarea eforturilor unitare cu ajutorul razelor Roentgen 303—307

CH. VASILIU: Calculul cinematic al transmisiei la semănătorile de cereale păioase, folosind progresiile geometrice 308—311

C. DOBRESCU: Unele probleme privind recoltarea mazării prin smulgere mecanică cu dispozitivul tip MRM-2,2 312—316

TEHNOLOGIE

A. ORĂNESCU: Trasarea pieselor fasonate la conductele metalice sudate (I) 317—322

D. SFINŢEANU: Consideraţii asupra gripărilor de piston la motoarele Diesel 323—324

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

G. POPESCU: Nomogramă pentru determinarea rezistenţei unitare la podurile rulante şi cărucioarele lor 325—326

Invenţii — Inovaţii 326

Documentare 327—335

Recenzii 336—342

Cronică 342

Informaţii 343

Revista Revistelor 344—347

ÎN ATENŢIA CITITORILOR

Revista urmăreşte difuzarea lucrărilor valoroase din producţie, institute de învăţămînt superior şi de proiectări şi cercetări, publicînd articole de la toţi specialiştii din ţară şi de la colaboratorii din străinătate. În scopul orientării tematice raţionale a revistei se indică problematica principală din domeniul de specialitate a revistei :

1. **Probleme de construcţie, cercetare şi încercări**
   - 1.1. Probleme de ridicare a randamentului şi a eficienţei economice a maşinilor şi instalaţiilor.
   - 1.2. Micşorarea greutăţii proprii a maşinilor.
   - 1.3. Modernizarea maşinilor şi instalaţiilor.
   - 1.4. Reducerea consumului specific de oţeluri şi metale neferoase.
   - 1.5. Metode moderne de proiectare şi alegere a organelor principale de maşini.
   - 1.6. Probleme de tehnica vibraţiilor.
   - 1.7. Sisteme moderne de acţionare şi transmisii.
   - 1.8. Metode pentru creşterea durabilităţii şi a siguranţei de funcţionare a maşinilor şi instalaţiilor.
   - 1.9. Problemele arhitecturii şi prezentării produselor.
2. **Probleme tehnologice**
   - 2.1. Metodele calculelor tehnologice pentru regimurile optime de funcţionare, executarea formelor complexe şi construcţia sculelor.
   - 2.2. Utilizarea maşinilor speciale.
   - 2.3. Linii tehnologice şi linii automate.
   - 2.4. Metode pentru acoperirea suprafeţelor.
   - 2.5. Probleme de sudură.
   - 2.6. Probleme din tehnologia materialelor plastice.
3. **Probleme de organizarea şi economia producţiei**
   - 3.1. Problemele creşterii productivităţii muncii.
   - 3.2. Profilarea, specializarea şi cooperarea întreprinderilor.
   - 3.3. Tipizări şi unificări de elemente, subansambluri şi maşini.
   - 3.4. Tipizarea proceselor tehnologice.
   - 3.5. Tipizarea S.D.V.
   - 3.6. Probleme tehnico-economice ale asimilării produselor.
   - 3.7. Probleme tehnico-economice ale mecanizării şi automatizării.
   - 3.8. Probleme de control şi tehnica măsurării.
   - 3.9. Transportul intern al materialelor în întreprinderi.
   - 3.10. Mecanizarea şi automatizarea lucrărilor administrative.
4. **Produse asimilate**
   - 4.1. Prezentarea de produse asimilate.
   - 4.2. Analiza produselor asimilate.
5. **Probleme de întreţinere şi exploatare a maşinilor şi instalaţiilor**
6. **Probleme de tehnica securităţii muncii**

Articolele se trimit la sediul revistei, în trei exemplare, dactilografiate la două rînduri. Formulele se scriu citeţ, cu cerneală. Figurile şi graficele se desenează eventual în tuş pe hîrtie de calc.

Articolele se redactează într-o formă cît mai concisă (8—10 pag.) şi clară, dezvoltările problemelor cunoscute fiind evitate. Materialul grafic ilustrativ trebuie să fie judicios întocmit şi în număr strict necesar. În afară de numele şi prenumele complet, autorul va preciza titlul ştiinţific şi locul de muncă. Literatura folosită şi citată în text se va insera la finele lucrării sub formă de bibliografie, indicîndu-se numele autorului, titlul lucrării, tomul, pagina, locul, editura şi anul apariţiei, pentru reviste arătîndu-se şi numărul.

Lucrările vor fi însoţite de un scurt rezumat în limba romînă (eventual şi în limba rusă, franceză, germană şi engleză).

Manuscrisele nu se restituie.

CZ 621.18.018

M. Postelnicescu şi *P. Vezeanu* : **Economia de combustibil la cazanele de abur funcţionînd cu gaz de furnal prin preîncălzirea acestuia.**

În vederea reducerii temperaturii gazelor evacuate din agregatele de cazan, alimentate cu apă cu temperatură ridicată, care folosesc drept combustibil gazul de furnal, este indicat să se realizeze preîncălzirea în cazan, atît a aerului necesar arderii, cît şi a combustibilului.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 4, p. 291–295

CZ 621.431.73.019

B. Grünwald : **Despre regimul tranzitoriu de funcţionare a motorului de automobil.**

Se definesc problemele regimului tranzitoriu, stabilindu-se ecuaţiile generale ce îl caracterizează şi se analizează regimul de accelerare, determinîndu-se caracterul parametrilor respectivi.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 4, p. 296–302

CZ 539.4.011 : 620.179.15 : 620.18

M. Tripa şi *Gh. Harnagea* : **Determinarea eforturilor unitare cu ajutorul razelor Roentgen.**

Se expun bazele fizico-matematice ale metodei de determinare pe cale roentgenografică a eforturilor unitare din materialele cristaline în general şi din metale în special.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 4, p. 303–307

CZ 631.331.5 : 621.833.062.2

Ch. Vasiliu : **Calculul cinematic al transmisiei la semănătorile de cereale păioase, folosind progresiile geometrice.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 4, p. 308–311

CZ 631.358.3

C. Dobrescu : **Unele probleme privind recoltarea mazării prin smulgere mecanică cu dispozitivul tip MRM-2,2.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 4, p. 312–316

CZ 621.643.411.4 : 656.56 : 621.751

A. Orănescu : **Trasarea pieselor fasonate la conductele metalice sudate (I)**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 4, p. 317–322

CZ 621.436 – 242.004.64

D. Sfinţeanu : **Consideraţii asupra gripărilor de piston la motoarele Diesel.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 4, p. 323–324

ДК 621.18.018

М. Постельническу и П. Везяну: **Экономия топлива в паровых котлах, работающих на доменном газе, путем его подогрева.**

В целях снижения температуры газа выпускаемого котловыми агрегатами, питаемыми высокотемпературной водой и использующими доменный газ в качестве топлива, рекомендуется подогрев в котле как необходимого для горения воздуха, так и топлива.

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 4, стр. 291–295

ДК 621.431.73.019

Б. Грюнвальд: **О переходном режиме работы автомобильного двигателя.**

Уточняются вопросы переходного режима, причем приводятся соответствующие общие уравнения и анализируется режим ускорения, с определением характера соответствующих параметров.

Construcţia de Maşini 15 (1963) № 4, стр. 296–302

ДК 539.4.011 : 620.179.15 : 620.18

М. Трипа и Г. Харнажя: **Определение единичных напряжений с помощью рентгеновских лучей.**

Излагаются физико-математические основы метода рентгенографического определения единичных напряжений, которым подвергаются в основном кристаллические и, главным образом, металлические материалы.

Construcţia de Maşini 15 (1963) № 4, стр. 303–307

ДК 631.331.5 : 621.833.062.2

К. Василиу: **Кинематический расчет передачи на сеялках для колосовых культур, с использованием геометрических прогрессий.**

Construcţia de Maşini 15 (1963) № 4, стр. 308–311

ДК 631.358.3

К. Добреску: **Некоторые вопросы уборки гороха механическим вырыванием с помощью приспособления МРМ 2,2.**

Construcţia de Maşini 15 (1963) № 4, стр. 312–316

ДК 621.643.411.4 : 656.56 : 621.751

А. Орэнеску: **Разметка профильных деталей на сварных металлических трубопроводах.**

Construcţia de Maşini 15 (1963) № 4, стр. 317–322

ДК 621.436 – 242.004.64

Д. Сфинцяну: **Соображения относительно заедания поршней в дизельных двигателях.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 4, стр. 323–324

DK 621.18.018

M. Postelnicescu und *P. Vezeanu* : **Brennstoffeinsparungen bei Dampfkesseln, die mit Gichgasen geheizt werden, durch die Vorerhitzung des Gases.**

Um die Temperatur der Abgase aus den Aggregaten der Heisswasserkessel herabzusetzen, die mit Gichtgasen geheizt werden, ist es angebracht sowohl die Verbrennungsluft als auch den Brennstoff im Kessel vorzuwärmen.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 4, S. 291–295

DK 621.431.73.019

B. Grünwald : **Uber das transitorische Betriebsregim des Kraftwagenmotors.**

Der Verfasser definiert die Probleme des transitorischen Regims, bestimmt die allgemeinen Gleichungen die es charakterisieren und analysiert das Beschleunigungsregim, wobei der Charakter der betreffenden Parameter festgelegt wird.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 4, S. 296–302

DK 539·4.011 : 620.179.15 : 620.18

M. Tripa und *Gh. Harnagea* : **Die Bestimmung der einheitlichen Belastungen mit Hilfe der Röntgenstrahlen.**

Es werden die physikalischen und mathematischen Grundsätze des Röntgenverfahrens zur Bestimmung der einheitlichen Belastungen im Kristallgefüge im Allgemeinen und in Metallen im Einzelnen dargelegt.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 4, S. 303–307

DK 631.331.5 : 621.833.062.2

Ch. Vasiliu : **Die kinematische Berechnung des Getriebes bei Sähmaschinen für Halmfrüchte, durch Verwendung der geometrischen Reihe.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 4, S. 308–311

DK 631.358.3

C. Dobrescu : **Einige Probleme im Zusammenhang mit der Ernte der Erbsen durch mechanisches Raufen mit Hilfe der Vorrichtung MRM 2,2.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 4, S. 312–316

DK 621.643.411.4 : 656.56 : 621.751

A. Orănescu : **Das Trassieren der Werkstücke beim Ausformen der geschweissten Metalleitungen.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 4, S. 317–322

DK 621.436 – 242.004.64

D. Sfinţeanu : **Im Zusammenhang mit dem Festbrennen der Kolben bei Dieselmotoren.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 4, S. 323–324

DC 621.18.018

M. Postelnicescu and *P. Vezeanu* : **Fuel economy in the boilers functioning by means of furnace gases through previous of the fuel.**

In order to reduce the temperature of the gases evacuated from the boilers, supplied with water at a high temperature, which use as fuel the furnace gases, it is indicated to realise a previous heating in the boiler, as well of the combustion air as of the fuel.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 291–295

DC 621.431.73.019

B. Grünwald; **On the transitory running conditions of the automobile engine.**

The problemes of the transitory running conditions are defined, establishing the general characterizing equations.

The acceleration conditions are analyzed, determining their parameters character.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 296–302

DC 539.4.011 : 620.179.15 : 620.18

M. Tripa and *Gh. Harnagea* : **Determining the unitary stresses by means of Roentgen rays.**

The physical and mathematical fundamentals are discussed of the method based on the use of Roentgen rays to determine the unitary stresses occurring in crystalline materials in general and metals in particular.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 303–307

DC 631.331.5 : 621.833.062.2

Ch. Vasiliu : **Transmission kinematic computation in the sowing-machines for straw-cereals, by means of the geometrical progressions.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 308–311

DC 631.358.3

C. Dobrescu : **Some problems on peas harvest by means of mechanical wresting by the MRM 2,2 device.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 312–316

DC 621.643.411.4 : 656.56 : 621.751

A. Orănescu : **Marking of the shaped pieces of the welded metallic pipelines.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 317–322

DC 621.436 – 242.004.64

D. Sfinţeanu : **Considerations on piston sticking in the compression-ignition engines.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 323–324

CD 621.18.018

M. Postelnicescu et *P. Vezeanu* : **L'économie du combustible dans les chaudières à vapeur qui fonctionnent à l'aide du gaz de fourneau, par le chauffage préalable du gaz.**

Pour réduire la température des gaz évacués des agrégats de la chaudière, qui sont alimentés avec de l'eau à haute température et où l'on emploie comme combustible le gaz de fourneau, il est avantageux de réaliser le chauffage préalable, dans la chaudière, aussi bien de l'air nécessaire à la combustion que du combustible.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 291–295

CD 621.431.73.019

B. Grünwald : **Sur le régime transitoire de fonctionnement du moteur de l'automobile.**

On définit les problèmes du régime transitoire en établissant les équations générales qui lui sont propres, et on analyse le régime d'accélération en déterminant le caractère des paramètres respectifs.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 296–302

CD 539.4.011 : 620.179.15 : 620.18

M. Tripa et *Gh. Harnagea* : **La détermination des efforts unitaires au moyen des rayons Roentgen.**

On étudie les éléments physiques et mathématiques de la méthode de détermination, par rayons Roentgen, des efforts unitaires dans les matériaux cristallins en général, et particulièrement dans les métaux.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 303–307

CD 631.331.5 : 621.833.062.2

Ch. Vasiliu : **Le calcul cinétique de la transmission dans les semeuses de graminées en faisant usage des progressions géométriques**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 308–311

CD 631.358.3

C. Dobrescu : **Quelques problèmes concernant la récolte du pois par arrachement mécanique au moyen du dispositif MRM 2,2.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 312–316

CD 621.643.411.4 : 656.56 : 621.751

A. Orănescu : **Le traçage des pièces façonnées des conduites métalliques soudées.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 317–322

CD 621.436 – 242.004.64

D. Sfinţeanu : **Considérations sur le grippage du piston dans les moteurs Diesel.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 4, p. 323–324

DIN NUMĂRUL VIITOR

B. GRUNWALD : Comportarea motorului de automobil cu aprindere prin scînteie în regim de accelerare.

F. DUDIŢĂ : Autovibraţii generate de transmisia cardanică a automobilului.

I.I. ECHIM : Contribuţii la sudarea aluminiului şi a aliajelor sale.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI METALURGIEI ȘI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R. P. R.

Construcția de mașini — pivotul industriei

Dezvoltarea impetuoasă a economiei naționale înregistrată în anii de democrație populară și în special a industriei construcțiilor de mașini — temelia tuturor celorlalte ramuri industriale — pune probleme noi și în număr tot mai mare în fața constructorilor de mașini. De aici rezultă și necesitatea unei largi informări asupra realizărilor obținute în acest domeniu, extinderii schimbului de experiență pe întreaga ramură pentru ca rezultatele bune dobîndite de unele colective fruntașe, de anumiți ingineri și tehnicieni, pe locurile lor de muncă, să se generalizeze într-un timp cît mai scurt.

Aceasta a făcut ca fosta revistă „Metalurgia și Construcția de Mașini", ale cărei materiale publicate au abordat și lămurit multe probleme din industria noastră, să nu mai poată cuprinde multitudinea aspectelor din ambele ramuri industriale — siderurgie și construcții de mașini. De aceea, începînd cu numărul de față, constructorii de mașini își vor avea propria lor revistă — „Construcția de Mașini".

Fiind la primul număr, socotim necesar să atragem atenția asupra cîtorva probleme care vor trebui să-și găsească locul în paginile revistei.

Perfecționarea mașinilor și utilajelor asigură lărgirea mecanizării și automatizării — principalele direcții ale progresului tehnic actual — creează condiții favorabile pentru introducerea unor procedee tehnologice moderne, pentru extinderea electrificării și chimizării producției.

Dotarea cu tehnică perfecționată a ramurilor economiei reprezintă condiția esențială a dezvoltării bazei tehnico-materiale a socialismului, de care depind în mod hotărîtor ridicarea necontenită a productivității muncii și sporirea producției de bunuri materiale.

În expunerea la ședința solemnă a Marii Adunări Naționale consacrată celei de a 15-a aniversări a proclamării Republicii Populare Romîne, tovarășul Gheorghe Gheorghiu-Dej a subliniat că „partidul nostru pune în centrul politicii economice înzestrarea industriei, agriculturii, construcțiilor, transporturilor cu utilaj de cel mai înalt nivel, mecanizarea și automatizarea, îmbunătățirea organizării producției și ridicarea permanentă a calificării cadrelor".

Nivelul tehnic al proceselor de producție depinde de calitatea mașinilor, utilajelor și instalațiilor furnizate de industria construcțiilor de mașini. Această ramură îndeplinește cu succes sarcina de a produce mașini și utilaje de înaltă productivitate, de mare durabilitate și precizie în exploatare, tipuri superioare în ceea ce privește eficacitatea economică, securitatea muncii și efectuarea într-o măsură tot mai mare a lucrărilor cu volum mare de muncă.

Este important să arătăm că peste 70% din utilajele necesare pentru dotarea ramurilor economiei naționale în perioada 1960—1962 au fost executate în țară. Înzestrarea tehnică a întreprinderilor constructoare de mașini și experiența acumulată de cadrele de constructori și tehnologi au creat condiții materiale bune pentru elaborarea de soluții proprii în acțiunea de asimilare de produse noi și de modernizare a celor existente. Un exemplu pozitiv în această direcție îl oferă producția de utilaje pentru foraj care se bucură de o bună apreciere pe piața internațională, datorită nivelului lor tehnic ridicat. Folosirea acestora în industria noastră petrolieră a permis sporirea, în ultimii ani, a vitezei de foraj la sondele de exploatare de la 600 la 1 000 m pe granic-lună și economisirea pe această cale a peste 160 milioane lei.

În primii trei ani ai planului de șase ani mai mult de 90% din sortimentele anului 1959 au fost reînnoite și s-au însușit circa 1 000 produse noi la nivel tehnic ridicat, iar volumul exportului de mașini și utilaje a ajuns ca în 1962 să fie de 2,5 ori mai mare decît în anul 1959.

Creșteri importante față de anul 1961 s-au obținut la unele sortimente de bază ale economiei, realizîndu-se mai mult cu 1 395 motoare cu ardere internă, 42 237 motoare electrice, 384 mașini-unelte, 5 912 t utilaje pentru industria minieră, 16 747 t utilaj petrolier, 16 713 t utilaj tehnologic pentru industria chimică de prelucrare a țițeiului, recoltarea și prelucrarea stufului, industria hîrtiei și altele.

Îmbunătățirea permanentă a calității produselor industriei constituie, în etapa actuală, un obiectiv central al întregii noastre economii. Utilajele pentru industria petrolieră livrate de uzina „1 Mai" — Ploiești, locomotivele Diesel-electrice furnizate de uzina „Electroputere" împreună cu Uzina de construcții de *mașini — Reșița, reprezintă produse cu indici calitativi ridicați; liniile noi de ciment, utilajul chimic și altele sînt produse de mare complexitate. Acestea au pus în fața uzinelor constructoare de mașini din Reșița, „23 August", „Progresul", „Vulcan" și uzinelor colaboratoare probleme tehnice noi, grele, care, prin eforturile și voința muncitorilor și inginerilor întreprinderilor, institutelor de cercetări și proiectări și a cadrelor MMCM, au fost rezolvate cu succes.*

Contribuția colectivelor uzinelor noastre la dezvoltarea tehnicii industriale își poate găsi o largă oglindire în paginile revistei „Construcția de Mașini", care are sarcina de a le populariza.

Pentru economia națională o deosebită însemnătate, în condițiile actuale, o are îndeplinirea riguroasă a planului de asimilare a produselor noi și de modernizare a mașinilor și instalațiilor din producția curentă.

În anul 1963 și în viitor se pune un accent principal pe producția de mașini-unelte și realizarea de instalații și linii tehnologice complete, prin cooperarea unui număr mare de uzine specializate.

Se prevede asimilarea a numeroase produse noi, care vor ridica pe o treaptă superioară înzestrarea diferitelor ramuri ale economiei naționale cu mașini și utilaje moderne de mare randament și cu indici economici care caracterizează o înaltă rentabilitate.

Un factor important pentru dezvoltarea progresului tehnic în construcția de mașini îl constituie introducerea și extinderea aplicării procedeelor tehnologice noi în toate sectoarele de producție, procedee care contribuie la îmbunătățirea calității produselor, mărirea productivității muncii, reducerea consumului de metal și a prețului de cost.

În domeniul sudurii, în afară de extinderea, în 1962 față de 1959, de peste patru ori a sudurii automate și semiautomate, în ultimii ani s-au introdus procedee noi de sudare care au permis atît reducerea costului lucrărilor de sudură, cît și lărgirea posibilităților de execuție a unor agregate și utilaje de mare ancombrament în construcția sudată cu pereți groși (linia de ciment, recipienții de mare presiune) sau în construcția mixtă sudată din piese turnate, forjate, ambutisate și laminate (cartere de motor, batiuri de mașini etc.).

Un aport hotărîtor la obținerea unor indicatori ridicați de productivitate și a unor costuri cît mai reduse îl au mecanizarea și automatizarea proceselor tehnologice.

În această privință trebuie subliniată importanța hotărîrii partidului și guvernului de a înființa la uzinele „Steagul roșu" — Brașov, Departamentul de studii, proiectări și construcții de mașini-agregat (DSPCMA), care are ca sarcină proiectarea și executarea mașinilor-unelte de tip agregat și a liniilor automate.

Mari perspective pentru perfecționarea tehnicii și tehnologiei producției, pentru creșterea productivității muncii și pentru îmbunătățirea tuturor indicatorilor economici ai industriei, deschide introducerea de aparate și dispozitive bazate pe folosirea izotopilor radioactivi și a radiațiilor nucleare.

Experiența acumulată în domeniul mecanizării și automatizării diverselor procese de producție arată că sînt mai eficiente din punct de vedere economic acele soluții care cer ca introducerea mijloacelor de muncă de mare productivitate să fie însoțită nu numai de perfecționarea construcției pieselor, materialelor și a întregului proces tehnologic, ci și de îmbunătățirea indicatorilor calitativi ai producției și, în primul rînd, de creșterea productivității muncii.

În ultimii ani, s-au luat o serie de măsuri eficiente pentru dezvoltarea producției de materiale sintetice și de produse din aceste materiale, care să satisfacă nevoile crescînde ale economiei naționale.

Introducerea pe scară largă a materialelor plastice în industria constructoare de mașini va duce inevitabil la importante schimbări calitative în structura consumului de materiale.

În domeniul construcțiilor de mașini, în toate fazele producției, întreprinderile depun eforturi susținute pentru a asigura un grad din ce în ce mai înalt de valorificare a metalului prin prelucrarea lui în semifabricate și produse metalice finite de calitate superioară, în sortimente variate, în cantități sporite, și la un preț de cost cît mai redus.

De remarcat că în industria constructoare de mașini valorificarea superioară a metalului îmbracă cele mai variate forme, iar efectele apar nu numai sub aspectul obținerii, din aceeași cantitate de metal, a unui număr mai mare de piese și de calitate din ce în ce mai bună, ci și prin realizarea altor avantaje concretizate în economii de manoperă, energie, uzură mai mică la mașinile prelucrătoare, economii de combustibil și lubrifianți la vehicule, durabilitate sporită în funcționare și altele.

* * *

Mărețele sarcini ale dezvoltării economice însuflețesc întregul aparat al MMCM, care este chemat să depună eforturi sporite în vederea unei contribuții mai active, mai concrete la îmbunătățirea activității economice.

Constructorii de mașini din fabrici, uzine, institute de cercetări și proiectări sînt chemați să contribuie la sporirea autorității și aportului tehnico-științific al revistei, prin publicarea de articole care să cuprindă soluții pentru cele mai acute probleme ridicate de practica producției, în scopul perfecționării continue a mașinilor, utilajelor și aparatelor romînești la nivelul celor mai bune produse similare de pe piața mondială.

Construcție
Cercetare
Încercări

CZ 621.18.018

Economia de combustibil la cazanele de abur funcționînd cu gaz de furnal prin preîncălzirea acestuia

Prof. ing. MIRCEA POSTELNICESCU și ing. PETRE VEZEANU
Institutul politehnic-București
Institutul de cercetări metalurgice

În anii următori vor trebui realizate în țara noastră, pentru nevoile combinatelor siderurgice, cazane de abur cu parametri ridicați, funcționînd cu gaz de furnal.

În general, combustibilul fiind dat și modul de ardere a lui ales, proiectantul de cazan nu poate interveni decît asupra pierderilor prin pereți — către exterior — prin alegerea grosimii economice a zidăriei, precum și asupra pierderilor cu gazele de ardere evacuate la coș, care constituie principalele pierderi de căldură la un cazan, micșorarea lor necesitînd scăderea temperaturii gazelor de ardere evacuate din agregat (t_{ev}). Este adevărat că, odată cu reducerea acesteia, consumul de combustibil scade, dar în schimb crește mărimea suprafețelor de schimb de căldură și variază puterile necesare pentru evacuarea gazelor de ardere, pentru circulația aerului de ardere prin preîncălzitorul de aer și a apei în economizor. Există astfel, din punct de vedere economic, o temperatură optimă de evacuare a gazelor de ardere din cazan [1]. Calculele au arătat că, și la folosirea unor combustibili cu preț scăzut, coborîrea temperaturii t_{ev} pînă la aproximativ 100–120°C este economic avantajoasă.

Îmbunătățirea randamentului centralelor termice moderne prin puternica preîncălzire a apei de alimentare a cazanelor cu abur prelevat de la turbine ridică implicit și problema preîncălzirii aerului de ardere în cazan, ca posibilitate a reducerii temperaturii gazelor de ardere evacuate din agregat la valoarea optimă din punct de vedere economic. Sînt însă cazuri cînd nici prin preîncălzirea aerului necesar arderii temperatura gazelor de ardere nu poate fi coborîtă sub o anumită valoare. În cazul centralelor folosind gaz de furnal aceasta se poate obține — așa cum se va arăta în acest articol — preîncălzind și aerul de ardere și combustibilul.

În acest scop se consideră că în lungul traseului gazelor de ardere, după treapta inferioară a economizorului, în care apa intră cu temperatura t_{aa}, urmează: fie prima treaptă de preîncălzire în cazan a aerului de ardere, fie un preîncălzitor pentru combustibil, fie ambele schimbătoare de căldură (pentru aer și combustibil), astfel încît gazele de ardere se răcesc, în toate aceste cazuri, de la aceeași temperatură t_g la temperatura t_{ev} respectivă.

1. *Cazul în care ultimul schimbător de căldură al cazanului este prima treaptă de preîncălzire în cazan a aerului de ardere*

Aerul de ardere este introdus în cazan la temperatura t'_a. Aceasta poate să fie temperatura mediului ambiant — cel mai adesea — dar poate să fie și o temperatură mai ridicată — în cazul preîncălzirii prealabile a aerului de ardere cu abur prelevat de la turbină.

Neținînd seamă de pierderile de căldură prin pereți, cantitatea de căldură cedată de gazele de ardere este egală cu cantitatea de căldură primită de aerul de ardere:

$$V_g c_p^g (t_g - t_{ev}) = V_a c_p^a (t_a'' - t_a'),$$

în care:

V_g este cantitatea de gaze de ardere ce trece prin prima treaptă de preîncălzire a aerului de ardere și care provine din arderea în focar a 1 Nm³ gaz de furnal, Nm³/Nm³;

V_a — cantitatea de aer necesară arderii în focar a 1 Nm³ gaz de furnal și care trece prin prima treaptă de preîncălzire, Nm³/Nm³;

t_a'' — temperatura de preîncălzire a aerului de ardere în prima treaptă, °C;

c_p^g — căldura specifică medie a gazelor de ardere, la presiune constantă, între temperaturile t_g și t_{ev}, kcal/Nm³;

c_p^a — căldura specifică medie a aerului de ardere, la presiune constantă, între temperaturile t_a'' și t_a', kcal/Nm³·°C.

Rezultă:

$$t_{ev} = t_g - \frac{V_a c_p^a}{V_g c_p^g} (t_a'' - t_a').$$

Deci, temperatura t_{ev} va putea fi cu atît mai coborîtă, cu cît temperaturile t_g și t_a' vor fi mai scăzute și temperatura t_a'' mai ridicată. Cum raportul $\frac{V_a c_p^a}{V_g c_p^g}$ are o valoare subunitară, rezultă că se va putea obține o micșorare mai mare a temperaturii de evacuare prin scăderea temperaturii t_g decît prin ridicarea temperaturii t_a''. Temperatura t_g nu poate fi coborîtă însă mai jos decît temperatura $t_{aa} + \Delta t$, Δt fiind practic aproximativ 40°C.

Temperatura t_a'' trebuie să rămînă însă inferioară temperaturii t_g și, ca urmare, pentru cea mai coborîtă temperatură t_g, valoarea maximă a temperaturii t_a'' va fi aproximativ t_{aa}.

În aceste condiții, temperatura minimă de evacuare a gazelor de ardere din agregat ce poate fi obținută este dată de relația:

$$t_{ev_{min}} = t_{aa}\left(1 - \frac{V_a\, c_p^a}{V_g\, c_p^g}\right) + \frac{V_a\, c_p^a}{V_g\, c_p^g}\, t_a' + \Delta t. \qquad (1)$$

Este evident că variația temperaturii $t_{ev_{min}}$ cu t_{aa} pentru $t_a' = const.$ sau cu t_a' pentru $t_{aa} = const.$ este liniară.

Pentru $t_a' = t_{aa}$ efectul preîncălzirii aerului de ardere în cazan se anulează. În acest caz $t_{ev_{min}}$ are valoarea cea mai ridicată, fiind egală cu $t_{aa} + \Delta t$. Se poate ușor arăta că variația celor mai ridicate temperaturi $t_{ev_{min}}$ cu t_{aa} este de asemenea liniară.

Spre exemplificarea celor menționate, se consideră că în focarul unui cazan se arde gaz de furnal avînd următoarea compoziție cu referire la combustibilul uscat:

$CO_2 = 11{,}2\%$; $CH_4 = 0{,}2\%$; $O_2 = 0{,}4\%$; $CO = 25{,}4\%$; $H_2 = 5{,}9\%$; $N_2 = 56{,}6\%$; $H_2S = 0{,}3\%$ și o umiditate de 19,4 gf/Nm³ combustibil gazos uscat.

Rezultă:

$V_g = 1{,}922$ Nm³/Nm³, corespunzător unui coeficient de exces de aer de 1,4;

$V_a = 0{,}856$ Nm³/Nm³, corespunzător unui coeficient de exces de aer de 1,15;

$c_p^g = 0{,}348$ kcal/Nm³ · °C, corespunzătoare unei temperaturi medii între 150 și 350°C;

$c_p^a = 0{,}323$ kcal/Nm³ · °C, corespunzătoare unei temperaturi medii între 100 și 300°C.

Se consideră $\Delta t = 40$°C.

Rezultatele sînt înscrise în diagrama din figura 1.

Din diagramă se constată că prin preîncălzirea aerului de ardere în treapta inferioară, chiar pînă la limita superioară posibilă, temperatura gazelor de ardere la evacuarea din agregat rămîne la valori ridicate pentru instalații cu o temperatură de preîncălzire a apei de alimentare mai înaltă. Astfel, pentru $t_{aa} = 215$°C și $t_a' = 20$°C (aerul este introdus în cazan la temperatura mediului ambiant), rezultă $t_{ev_{min}} = 174$°C. La aceeași temperatură a apei de alimentare, dacă aerul ar fi în prealabil preîncălzit cu abur prelevat de la turbină la $t_a' = 120$°C, rezultă $t_{ev_{min}} = 215$°C.

Observație: Preîncălzirea prealabilă cu abur a aerului de ardere poate și evident este bine să fie făcută pînă la o atare temperatură, astfel încît să se obțină o creștere a economicității în ansamblul instalației [2].

Valorile mai ridicate care rezultă în acest caz pentru $t_{ev_{min}}$ — așa cum s-a arătat — arată că economia de căldură (și economicitatea în general) trebuie să fie analizată luîndu-se în considerare și randamentul cazanului, care, prin ridicarea nemijlocită a temperaturii de evacuare a gazelor de ardere din agregat, scade, fapt care poate anula sau chiar deplasa în sens invers economia generală de căldură.

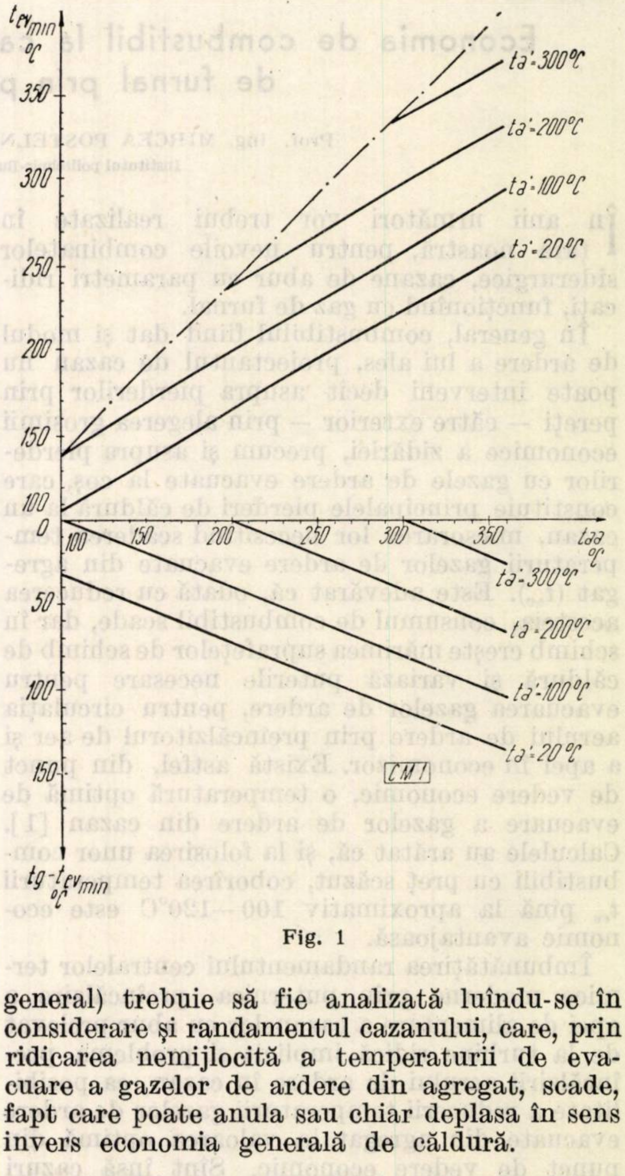


Fig. 1

2. *Cazul în care ultimul schimbător de căldură al cazanului este un preîncălzitor al combustibilului*

În instalații realizate acum 10 — 15 ani, pentru evitarea pericolului de explozie, preîncălzirea gazului de furnal se făcea cu ajutorul unui circuit intermediar de apă, aceasta preîncălzindu-se mai întîi într-un prim schimbător plasat în drumul gazelor de ardere, ca apoi să se răcească într-un schimbător de căldură intercalat în conducta de aducțiune a combustibilului [3].

Literatura recentă [4] prezintă realizări de instalații cu preîncălzirea directă, în schimbători de suprafață, a gazului de furnal cu gaze de ardere evacuate din turbine cu gaze. Sînt arătate dificultățile avute la început și provenind din unele fenomene specifice apărute și care au trebuit să fie explicate. Ele au fost însă rezolvate și astăzi un număr destul de mare de instalații cu turbine de gaze folosesc gaz de furnal preîncălzit direct cu gazele de ardere evacuate.

Ca urmare, în cele ce urmează se consideră că preîncălzirea gazului de furnal în cazan se face direct, în ultimul schimbător de căldură.

Combustibilul este introdus în preîncălzitor la temperatura t_c'. Aceasta poate să fie temperatura cu care gazul de furnal vine din instalația de curățare, dar poate să fie și o temperatură mai ridicată, realizată prin preîncălzirea prealabilă a combustibilului cu abur prelevat de la turbină [2].

Printr-un raționament analog situației arătate la punctul 1 se deduce că, în acest caz, temperatura de evacuare minimă a gazelor de ardere din cazan ce poate fi obținută este dată de relația :

$$t_{ev_{min}} = t_{aa}\left(1 - \frac{c_p^f}{V_g\, c_p^g}\right) + \frac{c_p^f}{V_g\, c_p^g}\, t_c' + \Delta t, \qquad (2)$$

în care, c_p^f este căldura specifică medie a gazului de furnal, la presiune constantă, între temperatura t_c' °C și temperatura t_c'' °C de preîncălzire a combustibilului, în kcal/Nm³·°C.

Reluînd exemplul anterior, pentru $c_p^f = 0{,}328$ kcal/Nm³·°C considerată între temperaturile $t_c' = 20$°C și $t_c'' = 300$ °C, se obțin rezultatele înscrise în diagrama din figura 2.

Se constată astfel că preîncălzind gazul de furnal se poate obține o temperatură de evacuare a gazelor de ardere din agregat mai mică decît prin preîncălzirea aerului de ardere, la aceeași temperatură t_{aa}, și o temperatură $t_c' = t_a'$. De exemplu, pentru $t_{aa} = 215$°C și $t_c' = 20$°C, rezultă că $t_{ev_{min}} = 161$°C, în timp ce preîncălzind aer cu $t_a' = 20$°C se obține $t_{ev_{min}} = 174$°C.

Prin preîncălzirea gazului de furnal rezultă implicit că se poate transmite o cantitate mai mare de căldură de la gazele de ardere la fluidul încălzit. Astfel, pentru $t_{aa} = 215$°C și $t_c' = 20$°C, rezultă $t_g - t_{ev_{min}} = 94$°C, în timp ce preîncălzind aer cu $t_a' = 20$°C se obține $t_g - t_{ev_{min}} = 81$°C. Această constatare trebuie de asemenea avută în vedere, deoarece este cunoscut faptul că, datorită puterii calorice reduse a gazului de furnal, temperatura de ardere care se obține în focar este mică în comparație cu temperatura care rezultă la arderea altor combustibili. Cum interesul este ca această temperatură să fie cît mai ridicată și cum efectul în focar este același prin introducerea unei aceleiași cantități de căldură cu aerul de ardere sau preîncălzind combustibilul, din cele arătate rezultă posibilitatea obținerii în focar a unei temperaturi mai ridicate preîncălzind gazul de furnal.

Observație : Se menționează că toate considerațiile legate de preîncălzirea prealabilă a aerului de ardere cu abur prelevat de la turbină sînt valabile și în cazul preîncălzirii, în același mod, a gazului de furnal.

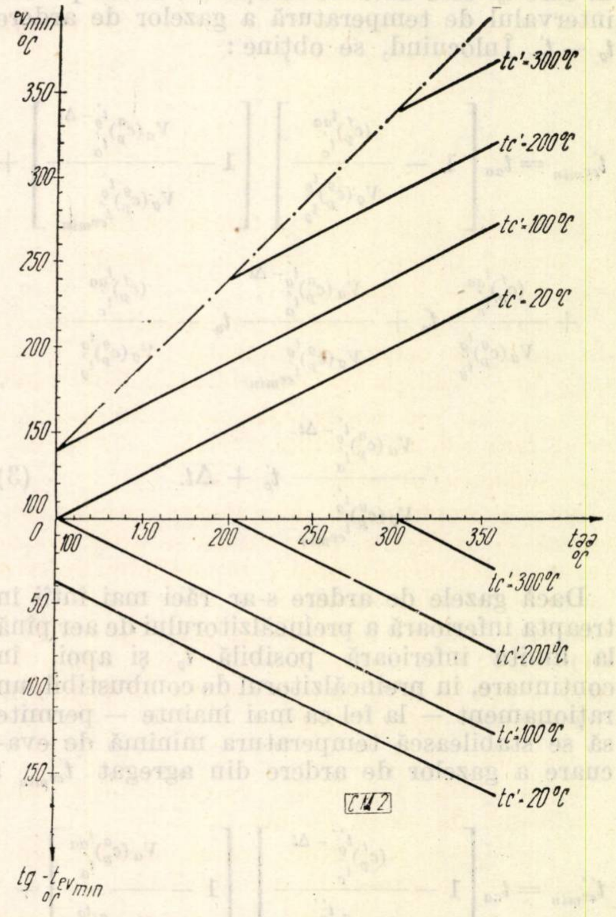


Fig. 2

3. *Cazul preîncălzirii concomitente în cazan a aerului de ardere și a combustibilului*

Se consideră că după economizor urmează, în sensul scurgerii gazelor de ardere, preîncălzitorul de combustibil și apoi cel de aer sau numai treptele inferioare ale acestora. Gazele de ardere sînt răcite în preîncălzitorul combustibilului de la temperatura $t_g = t_{aa} + \Delta t$ și pînă la temperatura t_g' corespunzătoare valorilor $t_{ev_{min}}$ din diagrama din figura 2, această din urmă temperatură fiind realizată preîncălzind combustibilul pînă la temperatura $t_c'' = t_{aa}$. În continuare, gazele de ardere cedează căldură treptei inferioare a preîncălzitorului de aer și pentru a le evacua din agregat cu temperatura minimă posibilă $t'_{ev_{min}}$, aerul se va preîncălzi pînă la temperatura $t_a'' = t_{tg}' - \Delta t$.

Formula de calcul a temperaturii $t'_{ev_{min}}$ va fi în acest caz:

$$t'_{ev_{min}} = t'_g\left[1-\frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t'_g-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t'_{ev_{min}}}^{t'_g}}\right] + \frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t'_g-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t'_{ev_{min}}}^{t'_g}}(t'_a+\Delta t),$$

în care t'_g este dată de relația (2) scrisă pentru intervalul de temperatură a gazelor de ardere $t_g - t'_g$. Înlocuind, se obține:

$$t'_{ev_{min}} = t_{aa}\left[1-\frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t_{aa}}}{V_g(c_p^g)_{t'_g}^{t_g}}\right]\left[1-\frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t'_g-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t'_{ev_{min}}}^{t'_g}}\right] +$$

$$+\frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t_{aa}}}{V_g(c_p^g)_{t'_g}^{t_g}}\,t'_c + \frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t'_g-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t'_{ev_{min}}}^{t'_g}}\,t'_a - \frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t_{aa}}}{V_g(c_p^g)_{t'_g}^{t_g}}\cdot$$

$$\cdot\frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t'_c-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t'_{ev_{min}}}^{t'_g}}\,t'_c + \Delta t. \tag{3}$$

Dacă gazele de ardere s-ar răci mai întîi în treapta inferioară a preîncălzitorului de aer pînă la limita inferioară posibilă t''_g și apoi, în continuare, în preîncălzitorul de combustibil, un raționament — la fel ca mai înainte — permite să se stabilească temperatura minimă de evacuare a gazelor de ardere din agregat $t''_{ev_{min}}$:

$$t''_{ev_{min}} = t_{aa}\left[1-\frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t''_g-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t''_{ev_{min}}}^{t''_g}}\right]\left[1-\frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t_{aa}}}{V_g(c_p^g)_{t''_g}^{t_g}}\right] +$$

$$+\frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t''_g-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t''_{ev_{min}}}^{t''_g}}\,t'_c + \frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t_{aa}}}{V_g(c_p^g)_{t''_g}^{t_g}}\,t'_a - \frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t''_g-\Delta t}}{V_g(c_p^g)_{t''_{ev_{min}}}^{t''_g}}\cdot$$

$$\cdot\frac{V_a(c_p^a)_{t'_a}^{t_{aa}}}{V_g(c_p^g)_{t''_g}^{t_g}}\,t'_a + \Delta t. \tag{4}$$

Cu suficientă aproximație se poate considera că:

$$\frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t_{aa}}}{(c_p^g)_{t'_g}^{t_g}} = \frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t''_g-\Delta t}}{(c_p^g)_{t''_{ev_{min}}}^{t''_g}};\quad \frac{(c_p^a)_{t'_a}^{t'_g-\Delta t}}{(c_p^g)_{t'_{ev_{min}}}^{t'_g}} = \frac{(c_p^a)_{t'_a}^{t_{aa}}}{(c_p^g)_{t''_g}^{t_g}}.$$

Dacă aerul de ardere și combustibilul sînt introduse în cazan la aceeași temperatură, rezultă:

$$t'_{ev_{min}} = t''_{ev_{min}}$$

adică efectul final va fi practic același, indiferent de ordinea montării ultimelor două schimbătoare de căldură ale cazanului.

Dacă $t'_c > t'_a$, din formulele (3) și (4) rezultă că se va putea obține o temperatură de evacuare a gazelor de ardere din agregat mai coborîtă, plasînd după economizor mai întîi preîncălzitorul combustibilului și apoi treapta inferioară a preîncălzitorului de aer și invers, dacă $t'_c < t'_a$.

Și într-un caz și în celălalt temperatura minimă de evacuare a gazelor de ardere din agregat va fi mai coborîtă decît temperatura minimă ce se obține preîncălzind numai combustibilul (așa cum s-a arătat la punctul 2) și care realizează o reducere mai mare a temperaturii decît în situația preîncălzirii numai a aerului de ardere. Acest lucru este evident cînd după economizor urmează preîncălzitorul combustibilului, dacă se are în vedere modul în care s-a arătat că se ajunge la $t'_{ev_{min}}$. În cazul în care după economizor este amplasată mai întîi treapta inferioară a preîncălzitorului de aer, trebuie arătat că:

$$t''_{ev_{min}} < t_{ev_{min}} \quad \text{conform formulei (2).}$$

Ținînd seamă de relațiile (2) și (4) și admițînd că:

$$\frac{(c_p^f)_{t'_c}^{t''_g-\Delta t}}{(c_p^g)_{t''_{ev_{min}}}^{t''_g}} \cong \frac{c_p^f}{c_p^g},$$

această inegalitate devine:

$$(t_{aa} - t'_a)\left(\frac{c_p^f}{V_g\, c_p^g} - 1\right) < 0$$

și care se verifică imediat, căci $t_{aa} > t'_a$, iar raportul $c_p^f / V_g\, c_p^g$ are, pentru gazul de furnal, o valoare subunitară.

Pentru calculul temperaturilor $t'_{ev_{min}}$, $t''_{ev_{min}}$ s-au întocmit nomogramele din figurile 3 și 4.

În acest fel se pot verifica ușor toate concluziile anterior obținute. Astfel, pentru $t_{aa} = 215$°C:

— dacă $t'_a = t'_c = 20$°C, rezultă $t'_{ev_{min}} = t''_{ev_{min}} = 118$°C;

— dacă $t'_c = 100$°C și $t'_a = 20$°C, din nomograme se deduc: $t'_{ev_{min}} = 140$°C și $t''_{ev_{min}} = 157$°C, adică, în cazul în care $t'_c > t'_a$ se obține o temperatură de evacuare a gazelor de ardere din agregat mai coborîtă, plasînd după economizor mai întîi preîncălzitorul combustibilului și apoi treapta inferioară a preîncălzitorului de aer;

— invers stau lucrurile dacă $t'_a > t'_c$; de exemplu, pentru $t'_a = 100°\text{C}$ şi $t'_c = 20°\text{C}$, rezultă $t'_{ev_{min}} = 150°\text{C}$ şi $t''_{ev_{min}} = 134°\text{C}$;

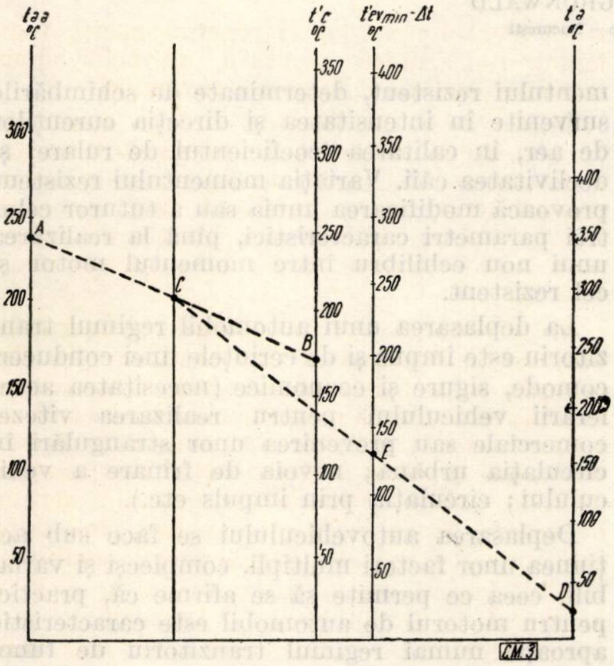


Fig. 3

— temperaturile minime de evacuare a gazelor de ardere din agregat ce pot fi obţinute în toate cazurile anterioare sînt mai coborîte decît temperatura minimă, $t_{ev_{min}} = 161°\text{C}$, ce se poate realiza preîncălzind numai combustibilul de la $t_c = 20°\text{C}$ şi cu atît mai mult preîncălzind numai aerul de ardere de la $t_a = 20°\text{C}$, caz în care $t_{ev_{min}} = 174°\text{C}$. Cum temperatura t_0 a fost aceeaşi, $t_{aa} + \Delta t$, gazele de ardere vor ceda combustibilului şi aerului de ardere o cantitate de căldură mai mare şi deci în focar se va ajunge la o temperatură de ardere mai ridicată. Adăugînd şi faptul că aerul de ardere şi combustibilul pot avea la intrarea în cazan o temperatură mai mare decît temperatura mediului ambiant — realizată printr-o prealabilă preîncălzire cu abur prelevat de la turbină — temperatura de ardere din focar va fi cu atît mai ridicată.

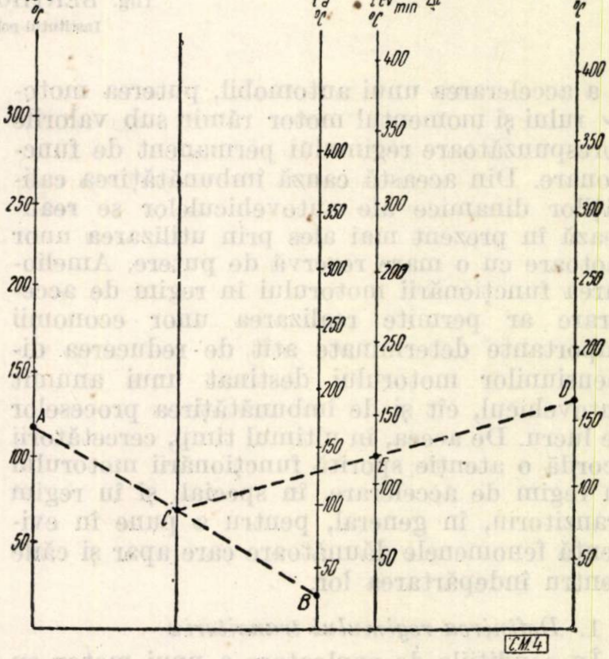


Fig. 4

4. *Concluzii*

Preîncălzirea concomitentă în cazan, atît a aerului de ardere cît şi a combustibilului, oferă posibilităţi mai mari de reducere a temperaturii de evacuare a gazelor de ardere la coş şi implicit de construcţie a cazanului cu un randament mai ridicat, precum şi posibilitatea obţinerii în focar a unei temperaturi de ardere mai mari.

---

[1] *Postelnicescu, M.* Stabilirea temperaturii optime de evacuare a gazelor de ardere din agregatele de cazane de abur. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 9 (1962). [2] *Andriuscenko, A. I.* Regenerarea căldurii prin preîncălzirea cu abur a combustibilului şi a aerului. In : Teploenergetica nr. 3, 1956. [3] *Purchot, P.* Réchauffage indirect du gaz de haut fourneau par les fumées des chaudières. In : Chaleur et industrie, nr. 286 (mai), 1949 ; [4] *Pfenninger, H.* Les turbines à gaz Brown Boveri avec température d'entrée de 750°C. In : Revue Brown Boveri nr. 1—2, 1960.

CZ 621.431.73.019

Despre regimul tranzitoriu de funcţionare a motorului de automobil

Ing. BERTHOLD GRÜNWALD
Institutul politehnic – Bucureşti

La accelerarea unui automobil, puterea motorului şi momentul motor rămîn sub valorile corespunzătoare regimului permanent de funcţionare. Din această cauză îmbunătăţirea calităţilor dinamice ale autovehiculelor se realizează în prezent mai ales prin utilizarea unor motoare cu o mare rezervă de putere. Ameliorarea funcţionării motorului în regim de accelerare ar permite realizarea unor economii importante determinate atît de reducerea dimensiunilor motorului destinat unui anumit autovehicul, cît şi de îmbunătăţirea proceselor de lucru. De aceea, în ultimul timp, cercetătorii acordă o atenţie sporită funcţionării motorului în regim de accelerare, în special, şi în regim tranzitoriu, în general, pentru a pune în evidenţă fenomenele dăunătoare care apar şi căile pentru îndepărtarea lor.

1. *Definirea regimului tranzitoriu*

În condiţiile de exploatare a unui motor cu ardere internă, pot fi întîlnite următoarele două regimuri caracteristice; regimul de turaţie constantă şi regimul de turaţie variabilă.

Primul regim este propriu motoarelor cu ardere internă cu destinaţie industrială; al doilea regim este caracteristic motoarelor de transport care funcţionează la turaţii diferite de cea nominală. Evident, în ambele cazuri sarcina se modifică în raport cu încărcarea motorului.

Pentru oricare dintre regimurile de turaţie variabilă trebuie să se distingă, de asemenea, două regimuri distincte: regimul permanent de funcţionare şi regimul tranzitoriu.

Se spune că regimul de funcţionare a unui motor este permanent dacă sarcina (precizată prin poziţia organelor de reglaj), turaţia şi starea termică (precizată prin temperatura medie a organelor din cilindrul motorului, temperatura gazelor de evacuare, viteza de transmisie a căldurii prin pereţi sau debitul şi temperatura apei de răcire) rămîn invariabile în timp.

În opoziţie cu regimul permanent, *regimul tranzitoriu este regimul de funcţionare a motorului în care sarcina, turaţia şi starea termică a motorului sau numai unul dintre aceşti parametri se modifică în timp.*

Regimul tranzitoriu de funcţionare este caracteristic îndeosebi pentru motoarele de automobil şi tractor. La un regim variabil dat (o poziţie a obturatorului, o turaţie şi o temperatură de regim ale motorului date) la deplasarea automobilului apar modificări ale momentului rezistent, determinate de schimbările survenite în intensitatea şi direcţia curenţilor de aer, în calitatea (coeficientul de rulare) şi declivitatea căii. Variaţia momentului rezistent provoacă modificarea unuia sau a tuturor celor trei parametri caracteristici, pînă la realizarea unui nou echilibru între momentul motor şi cel rezistent.

La deplasarea unui automobil regimul tranzitoriu este impus şi de cerinţele unei conduceri comode, sigure şi economice (necesitatea accelerării vehiculului pentru realizarea vitezei comerciale sau prevenirea unor strangulări în circulaţia urbană; nevoia de frînare a vehiculului; circulaţia prin impuls etc.).

Deplasarea autovehiculului se face sub acţiunea unor factori multipli, complecşi şi variabili, ceea ce permite să se afirme că, practic, pentru motorul de automobil este caracteristic aproape numai regimul tranzitoriu de funcţionare. Regimul tranzitoriu de funcţionare cuprinde accelerarea şi decelerarea automobilului, pornirea şi oprirea lui.

La cercetarea regimului tranzitoriu de funcţionare se observă că dintre cei trei parametri numai doi pot fi consideraţi parametri independenţi, şi anume sarcina şi turaţia, întrucît starea termică a motorului depinde direct de sarcină şi turaţie, iar modificarea rapidă şi independentă a stării termice în condiţiile sarcinii şi turaţiei constante nu prezintă interes practic.

Pentru simplificare, regimul tranzitoriu se studiază în următoarele condiţii:

a) sarcină constantă (se menţine neschimbată poziţia organelor de reglaj, obturator sau cremalieră);

b) turaţie constantă;

c) sarcină şi turaţie variabile.

Dintre regimurile tranzitorii de funcţionare regimul de accelerare este mai mult studiat [1], [2].

Datele experimentale arată că, în regim de accelerare, indicii efectivi: putere, moment motor şi consum specific de combustibil se modifică în sensul reducerii primilor doi şi sporirii celui de-al treilea.

Pentru studiu şi comparaţie este comod să se raporteze mărimile caracteristice ale regimului tranzitoriu la cele ale regimului permanent de funcţionare.

Astfel se consideră ca indice de comparaţie diferenţa dintre puterea motorului în regim permanent şi puterea motorului în regim tranzitoriu la aceeași turație și poziție a organelor de reglaj:

$$\Delta P_e^t = P_e^p - P_e^t, \quad (1)$$

în care litera p se referă la regimul permanent, iar litera t la regimul tranzitoriu. În cazul particular al regimului de accelerare indicele t se înlocuiește cu indicele a.

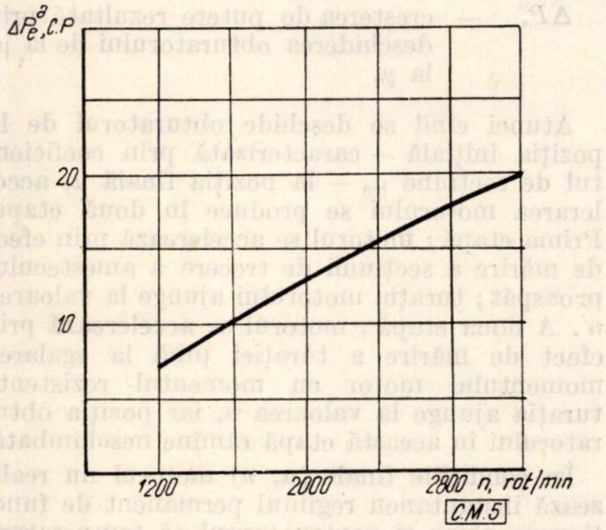


Fig. 1. Reducerea de putere a motorului M-20 în regim de accelerare. (Încercări de cale cu obturatorul complet deschis și accelerația unghiulară a arborelui cotit $\dot{\omega} = 40\ s^{-2}$).

În figura 1 se prezintă reducerea de putere (ΔP_e^a) în funcție de turația la încercările efectuate cu motorul M-20 în regim de accelerare. La turația de 3 200 rot/min reducerea de putere reprezintă 45% din puterea efectivă a motorului în regim permanent.

Modificarea momentului motor în regim tranzitoriu se notează, prin analogie, cu relația (1), astfel:

$$\Delta M_e^t = M_e^p - M_e^t. \quad (2)$$

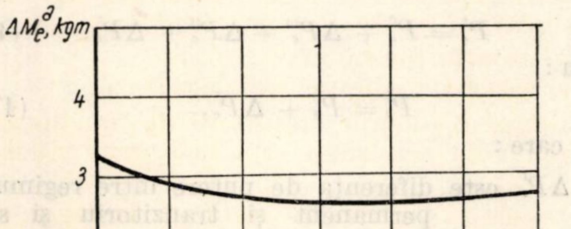


Fig. 2. Reducerea momentului motor în regim de accelerare la motorul M-20 (n = 1 800 rot/min).

În figura 2 se prezintă reducerea de moment (ΔM_e^a) în funcție de sarcină la încercările efectuate cu motorul M-20 în regim de accelerare (sarcina motorului se exprimă prin poziția obturatorului: unghiul de rotire, măsurat în procente față de poziția inițială, la regimul de mers în gol). Se constată că reducerea maximă de moment se realizează la 40% din sarcină și reprezintă 39% din momentul motor efectiv în regim permanent.

În ceea ce privește consumul specific, diferențele sînt mai mici, dar departe de a fi neglijabile. Încercările efectuate cu motorul M-1, în regim de accelerare pe caracteristica exterioară, arată o creștere maximă a consumului specific efectiv de combustibil (Δc_e^a) de 40 g/CPh la 1 000 rot/min, ceea ce reprezintă 16% din consumul specific de combustibil în regim permanent de funcționare (fig. 3).

Cercetările experimentale arată că accelerația unghiulară a arborelui cotit nu este întotdeauna proporțională cu timpul de deschidere a obturatorului (fig. 4).

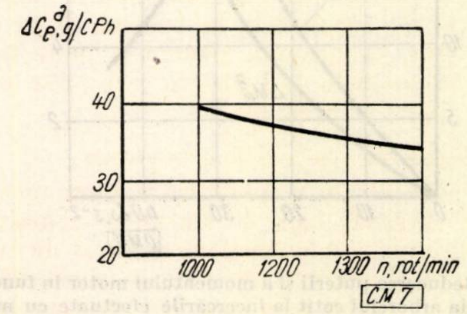


Fig. 3. Creșterea consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turație la încercările efectuate cu motorul M-1 în regim de accelerare (obturator complet deschis, accelerația unghiulară a arborelui cotit $\dot{\omega} = 10{,}1\ s^{-2}$).

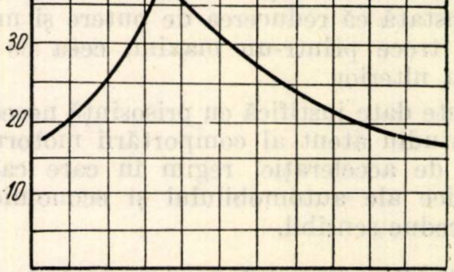


Fig. 4. Variația accelerației unghiulare a arborelui cotit în funcție de durata de deschidere a obturatorului între două poziții determinante.

Atunci cînd durata de deschidere a obturatorului este mare, puterea efectivă și momentul efectiv cresc lin fără abateri însemnate față de regimul permanent; momentul motor depășește lent momentul rezistent, iar accelerația unghiulară are valori reduse.

La deschiderea bruscă a obturatorului, accelerația unghiulară rămîne, de asemenea, mică; momentul motor nu poate depăși substanțial momentul rezistent, întrucît valoarea sa rămîne mult sub valoarea corespunzătoare poziţiei noi a obturatorului în regim permanent.

Se ajunge astfel la noţiunea de durată optimă de deschidere a obturatorului pentru care acceleraţia unghiulară a arborelui cotit este maximă, iar calităţile dinamice ale automobilului sînt optime.

Influenţa acceleraţiei arborelui cotit asupra reducerii de moment motor şi putere este prezentată în figura 5. Regimul de accelerare se realizează prin modificarea momentului rezistent aplicat la arborele cotit pentru o poziţie fixă a obturatorului; măsurările momentane ale acceleraţiei unghiulare a arborelui cotit se efectuează la aceeaşi turaţie a arborelui cotit. Se constată că reducerea de putere şi moment motor trece printr-un maxim, ceea ce se va explica ulterior.

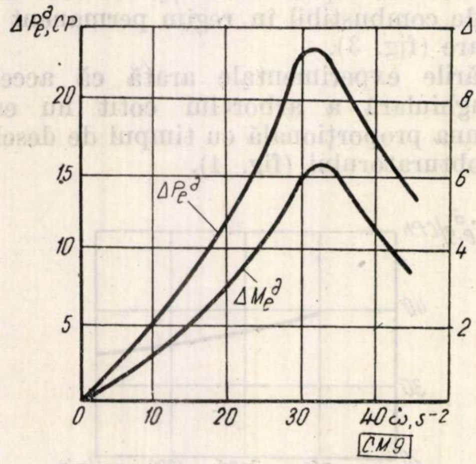


Fig. 5. Reducerea puterii şi a momentului motor în funcţie de acceleraţia arborelui cotit la încercările efectuate cu motorul M-20 (obturator complet deschis, turaţia 2 800 rot/min).

Aceste date justifică cu prisosinţă necesitatea unui studiu atent al comportării motorului în regim de acceleraţie, regim în care calităţile dinamice ale automobilului şi economicitatea sa se reduc sensibil.

2. *Stabilirea ecuaţiilor care caracterizează regimul tranzitoriu*

Se consideră dat un regim iniţial permanent, perfect determinat. Parametrii care caracterizează acest regim sînt: P_e^0 — puterea efectivă; n_0 (ω_0) — turaţia sau viteza unghiulară a arborelui cotit; $\mu_0 = \frac{F_0}{F_{max}}$ — coeficientul de secţiune care reprezintă raportul dintre secţiunea iniţială de trecere, în dreptul obturatorului, către secţiunea maximă de trecere atunci cînd obturatorul este complet deschis. Se accelerează motorul prin deschiderea obturatorului pînă la o poziţie dată, caracterizată prin coeficientul de secţiune μ; turaţia motorului creşte pînă la valoarea n (ω). Dacă în condiţiile finale date, motorul ajunge în regim permanent, puterea efectivă a motorului va fi:

$$P_e^v = P_e^0 + \Delta P_e^\omega + \Delta P_e^\mu, \tag{3}$$

în care:

ΔP_e^ω este creşterea de putere rezultată prin mărirea turaţiei de la n_0 la n;

ΔP_e^μ — creşterea de putere rezultată prin deschiderea obturatorului de la μ_0 la μ.

Atunci cînd se deschide obturatorul de la poziţia iniţială — caracterizată prin coeficientul de secţiune μ_0 — la poziţia finală μ, accelerarea motorului se produce în două etape. Prima etapă: motorul se accelerează prin efect de mărire a secţiunii de trecere a amestecului proaspăt; turaţia motorului ajunge la valoarea n'. A doua etapă: motorul se accelerează prin efect de mărire a turaţiei pînă la egalarea momentului motor cu momentul rezistent; turaţia ajunge la valoarea n, iar poziţia obturatorului în această etapă rămîne neschimbată.

În condiţiile finale (μ, n) motorul nu realizează instantaneu regimul permanent de funcţionare chiar şi pentru faptul că temperatura de regim la sarcina şi turaţia finală nu se realizează instantaneu.

Puterea instantanee determinată la atingerea condiţiilor finale μ, n reprezintă puterea în regim tranzitoriu P_e^t, care este diferită de puterea în regim permanent precizată la atingerea condiţiilor de echilibru după un timp dat.

În regim tranzitoriu puterea ca şi ceilalţi indici caracteristici (moment motor, acceleraţie etc.) reprezintă mărimi instantanee din care cauză măsurarea lor necesită o tehnică adecvată.

Bilanţul de putere în regim tranzitoriu la trecerea motorului din condiţiile iniţiale în condiţiile finale poate fi exprimat astfel:

$$P_e^t = P_e^0 + \Delta P_e^\omega + \Delta P_e^\mu + \Delta P_e^t \tag{4}$$

sau:

$$P_e^t = P_e^v + \Delta P_e^t, \tag{4'}$$

în care:

ΔP_e^t este diferenţa de putere între regimul permanent şi tranzitoriu şi se introduce în ecuaţie cu semnul ei algebric*.

Diferenţa de putere ΔP_e^t este provocată de două cauze: *1*) variaţia încărcării motorului la o poziţie fixă a obturatorului, caracterizată prin acceleraţia sau deceleraţia unghiulară a arborelui cotit: $\dot\omega = \frac{d\omega}{d\tau}$; *2*) variaţia secţiunii de trecere a amestecului, caracterizată prin viteza de deschidere a obturatorului:

---

* După cum s-a arătat, la funcţionarea motorului în regim de accelerare ΔP_e^t este o mărime negativă.

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\tau}\left(\frac{F}{F_{max}}\right)=\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}\tau}=\dot{\mu}, \tag{5}$$

în care:

F este secțiunea curentă de trecere în dreptul obturatorului și $\dot{\mu}$ — viteza de variație a coeficientului de secțiune.

Se admite că diferența de putere în regim tranzitoriu la o sarcină constantă ($\dot{\mu}=0$) este direct proporțională cu accelerația:

$$\Delta P^t_{e\dot{\omega}} = a\,\dot{\omega},$$

iar diferența de putere în regim tranzitoriu la o turație constantă ($\dot{\omega}=0$) este proporțională cu viteza de variație a coeficientului de secțiune:

$$\Delta P^t_{e\dot{\mu}} = b\,\dot{\mu},$$

în care a și b sînt constante.

În acest caz diferența de putere la variația simultană a sarcinii și turației este:

$$\Delta P^t_e = \Delta P^t_{e\dot{\omega}} + \Delta P^t_{e\dot{\mu}}$$

sau

$$\Delta P^t_e = a\dot{\omega} + b\,\dot{\mu}. \tag{6}$$

Ținînd seamă de relația dintre putere, moment motor și turație:

$$\Delta P^t_e = \frac{1}{716{,}2}\,\Delta M^t_e\,n;$$

rezultă

$$\Delta M^t_e = a_1\,\dot{\omega} + b_1\,\dot{\mu}, \tag{7}$$

în care constantele a_1 și b_1 sînt precizate evident de relațiile:

$$a_1 = 716{,}2\,\frac{a}{n}; \quad b_1 = 716{,}2\,\frac{b}{n}.$$

Cu relațiile (6) și (7) puterea efectivă și momentul motor efectiv în regim tranzitoriu se pot exprima astfel:

$$P^t_e = P^p_e + a\,\dot{\omega} + b\,\dot{\mu}; \tag{8}$$

$$M^t_e = M^p_e + a_1\dot{\omega} + b_1\dot{\mu}. \tag{9}$$

Ecuațiile (8) și (9) reprezintă condițiile generale ale regimului tranzitoriu. Din ele rezultă următoarele cazuri particulare:

a) Regim tranzitoriu cu menținerea neschimbată a sarcinii ($\dot{\mu}=0$):

$$P^t_e = P^p_e + a\,\dot{\omega}; \tag{8a}$$

$$M^t_e = M^p_e + a_1\,\dot{\omega}. \tag{8b}$$

b) Regim tranzitoriu cu menținerea constantă a turației ($\dot{\omega}=0$);

$$P^t_e = P^p_e + b\,\dot{\mu}; \tag{9a}$$

$$M^t_e = M^p_e + b_1\,\dot{\mu}. \tag{9b}$$

Dacă și turația și sarcina sînt constante ($\dot{\omega}=0$, $\dot{\mu}=0$) se regăsește regimul permanent de funcționare.

Coeficienții a, b, a_1, b_1, au un sens fizic determinant.

Din ecuația (8 a) rezultă:

$$a = -\frac{P^p_e - P^t_e}{\dot{\omega}}, \ (\mathrm{CPs}^{-2})$$

sau, exprimat în cuvinte, coeficientul a reprezintă diferența de putere în regim tranzitoriu raportată la unitatea de accelerație.

Din ecuația (9 a) rezultă:

$$b = -\frac{P^p_e - P^t_e}{\dot{\mu}}, \ \mathrm{CP};$$

deci, coeficientul b reprezintă diferența de putere în regimul tranzitoriu raportată la o viteză unitară de creștere a coeficientului de secțiune. În mod asemănător se pot exprima și coeficienții a_1 și b_1.

Pentru a determina parametrii efectivi ai motorului în regim tranzitoriu sau coeficienții a, a_1, b, b_1 este necesar să se precizeze factorii de care depind diferențele $P^p_e - P^t_e$, $M^p_e - M^t_e$ și caracterul variației lor.

Întrucît regimul de accelerare este unul dintre principalele regimuri tranzitorii, în continuare se va trata acest caz.

3. *Determinarea parametrilor efectivi ai regimului de accelerare*

Puterea efectivă în regim permanent este dată de relația:

$$P^p_e = P^p_i - P^p_m, \tag{10}$$

iar puterea efectivă instantanee în regim de accelerare este precizată de relația:

$$P^a_e = P^a_i - P^a_m - P_{\dot{\omega}}, \tag{11}$$

în care:

P^p_i și P^a_i sînt — puterile indicate în regim permanent și în regim de accelerare;

P^p_m și P^a_m — puterile echivalente lucrului mecanic necesar pentru învingerea rezistențelor mecanice în regim permanent și în regim de accelerare;

$P_{\dot{\omega}}$ — puterea necesară pentru mărirea energiei cinetice a maselor în mișcare ale motorului, în regim de accelerare.

Diferența dintre puterea în regim permanent și puterea instantanee în regim de accelerare este:

$$\Delta P_e^a = P_e^p - P_e^a$$

sau:

$$\Delta P_e^a = (P_i^p - P_i^a) + (P_m^a - P_m^p) + P_{\dot{\omega}} \quad (12)$$

sau:

$$\Delta P_e^a = \Delta P_i^a + \Delta P_m^a + P_{\dot{\omega}}. \quad (12a)$$

Se cercetează pe rînd fiecare dintre cei trei factori.

Pierderile indicate. Puterea indicată în regim permanent este precizată de expresia:

$$P_i^p = C_1 \frac{H_i}{L_0} \gamma_0 V_t \cdot n \cdot \frac{\eta_i^p}{\alpha_p} \eta_v^p, \quad (13)$$

în care:

H_i este puterea calorică inferioară a combustibilului;
L_0 — cantitatea teoretică de aer necesară pentru arderea unui kilogram de combustibil;
γ_0 — greutatea specifică a aerului în condiții normale de stare;
V_t — cilindreea totală a motorului;
n — turația motorului;
η_i^p — randamentul indicat în regim permanent;
α^p — coeficientul excesului de aer în regim permanent;
η_v^p — coeficientul de umplere în regim permanent;
C_1 — constantă care depinde de sistemul unităților de măsură.

La accelerarea motorului apar în esență următoarele fenomene care determină modificarea ultimilor trei parametri.

Modificarea coeficientului de umplere. La deschiderea rapidă a obturatorului procesul de umplere a cilindrului suferă modificări esențiale.

Prin mărirea secțiunii de trecere o cantitate mai mare de aer se deplasează prin difuzor, iar rezistențele gazodinamice cresc cu atît mai mult cu cît accelerația este mai mare.

Un factor care frînează umplerea cilindrului îl constituie inerția coloanei de amestec dintre difuzor și cilindru.

Totodată pulsațiile coloanei de amestec care sînt determinate în regimul inițial, permanent, vor fi modificate sensibil prin schimbarea regimului de scurgere, ceea ce amplifică rezistențele gazodinamice și înrăutățește procesul de umplere.

Există o cauză care tinde să îmbunătățească procesul de umplere, și anume inerția termică a motorului. La modificarea rapidă a sarcinii și turației unui motor, temperatura organelor sale (colectorul de admisiune, supapele, chiulasa, pistonul și cilindrul) se modifică încet și rămîne mult în urma temperaturii corespunzătoare regimului permanent final de funcționare. Modificarea cu întîrziere a stării termice poartă numele de inerția termică a motorului. Datorită ei, la accelerare, încălzirea suplimentară a amestecului față de regimul inițial este insensibilă, ceea ce conduce la o densitate mai mare a amestecului în comparație cu cea corespunzătoare regimului permanent. În consecință ar urma să se realizeze o ameliorare a procesului de umplere.

Experiența arată însă că dintre cei doi factori principali — rezistențele gazodinamice și inerția termică — care tind să modifice procesul de umplere în sensuri opuse, primul are un rol hotărîtor, din care cauză, la accelerare se constată în ansamblu o micșorare a coeficientului de umplere.

La modificarea turației sensul de desfășurare a fenomenelor este același; datorită inerției coloanei de amestec, modificării caracterului scurgerii și creșterii frecvenței pulsațiilor, umplerea cilindrului se înrăutățește, cu toate că inerția termică acționează în sens opus.

Modificarea coeficientului excesului de aer. La accelerarea motorului un grup de factori acționează în sensul sărăcirii amestecului.

Printre acești factori se menționează în primul rînd inerția termică a motorului. Datorită ei amestecul se încălzește mai puțin, iar vaporizarea combustibilului, îndeosebi a fracțiunilor grele, scade în intensitate. O sărăcire suplimentară se realizează prin condensarea unei părți din combustibil pe pereții încă insuficient încălziți.

Un al doilea factor care determină sărăcirea amestecului îl constituie creșterea presiunii aerului din spatele obturatorului, ceea ce micșorează viteza de vaporizare. Înrăutățirea condițiilor de vaporizare este cu atît mai importantă cu cît la deschiderea obturatorului o cantitate mai mare de combustibil trebuie să ajungă în cilindru.

Un al treilea factor care trebuie menționat este diferența dintre greutatea specifică și viscozitatea combustibilului și aerului. Datorită inerției coloanei de combustibil sărăcirea amestecului devine o realitate chiar dacă se manifestă într-o perioadă scurtă de timp.

Variația maximă a coeficientului excesului de aer nu depășește 0,1 unități, dar în cazuri speciale poate ajunge chiar pînă la 0,2 unități.

Modificarea randamentului indicat. Variația randamentului indicat în regim de accelerare este evidentă pe baza celor menționate.

Reducerea temperaturii amestecului datorită inerției termice, micșorarea presiunii de admisiune și mărirea cantității relative de gaze arse reziduale datorită reducerii coeficientului de umplere, formarea necorespunzătoare a amestecului datorită vaporizării insuficiente și condensării fracţiunilor grele de combustibil pe pereţi, variaţia calităţii amestecului în raport cu cea corespunzătoare economicităţii maxime, toate aceste modificări frînează desfăşurarea procesului de ardere, micşorează viteza de ardere, deplasează mult sfîrşitul arderii în cursa de destindere, iar randamentul indicat scade sensibil.

O modificare suplimentară a randamentului este determinată şi de faptul că la accelerarea motorului, avansul la aprindere variază după o lege dată care nu poate asigura valoarea lui optimă în funcţie de toate schimbările menţionate (temperatură, presiune, exces de aer etc.). Avansul real fiind diferit de cel optim, rezultă o reducere a randamentului indicat şi a puterii indicate.

Cele subliniate arată că în regim de accelerare, în expresia puterii indicate (13) ultimii trei parametri (η_i, η_v, α) iau valori diferite, astfel încît:

$$P_i^a = C_1 \frac{H_i}{L_0} \gamma_0 V_t \, n \, \frac{\eta_i^a}{\alpha^a} \eta_v^a , \qquad (14)$$

în care toţi parametrii au aceeaşi semnificaţie ca în relaţia (13).

Rezultă că pierderile indicate ΔP_i^a precizate de diferenţa:

$$\Delta P_i^a = P_i^p - P_i^a$$

pot fi exprimate prin relaţia:

$$\Delta P_i^a = C_2 n \frac{\eta_i^p}{\alpha^p} \eta_v^p \left(1 - \frac{\dfrac{\eta_i^a}{\alpha^a} \eta_v^a}{\dfrac{\eta_i^s}{\alpha^s} \eta_v^s} \right), \qquad (15)$$

$$C_2 = C_1 \frac{H_i}{L_0} \gamma_0 V_t ,$$

C_2 fiind constantă pentru un motor dat şi în condiţii normale de stare.

Ţinînd seamă de fenomenele menţionate se mai poate scrie:

$$\Delta P_i^a = \Delta P_{i\alpha}^a + \Delta P_{i\eta_v}^a + \Delta P_{i\beta}^a + \Delta P_{i\,ard}^a , \qquad (15a)$$

în care:

$\Delta P_{i\alpha}$	este	reducerea de putere în regim de accelerare prin formarea unui amestec neomogen;
$\Delta P_{i\eta_v}$	—	reducerea de putere în regim de accelerare prin umplerea incompletă a cilindrului;
$\Delta P_{i\beta}$	—	reducerea de putere în regim de accelerare datorită necorespondenţei între avansul optim şi avansul real;
ΔP_{iard}	—	reducerea de putere în regim de accelerare determinată de durata mare a procesului de ardere.

Randamentul indicat în regim de accelerare rezultă prin definiţia:

$$\eta_i^a = \frac{632 \, P_i^a}{C_h \, H_i} \qquad (16)$$

în care: C_h *este consumul orar de combustibil.*

Pierderile mecanice. Puterea echivalentă lucrului mecanic necesar pentru învingerea rezistenţelor mecanice poate fi exprimată ca suma mai multor termeni:

$$P_m^p = P_f^p + P_h^p + P_{pomp}^p + P_{ant}^a \qquad (17a)$$

şi

$$P_m^a = P_f^a + P_h^a + P_{pomp}^a + P_{ant}^a \qquad (17b)$$

în care:

P_f^p, P_f^a	sînt	puterile echivalente lucrului mecanic de frecare în organele motorului în regim permanent şi în regim de accelerare;
P_h^p, P_h^a	—	puterile echivalente lucrului mecanic necesar pentru învingerea rezistenţelor hidraulice (pierderi prin ventilaţie etc.) în regim de mers permanent şi în regim de accelerare;
P_{pomp}^p, P_{pomp}^a	—	puterile echivalente pierderilor de pompaj în regim permanent şi în regim de accelerare;
P_{ant}^p, P_{ant}^a	—	puterile echivalente lucrului mecanic necesar pentru antrenarea agregatelor auxiliare în regim permanent şi în regim de accelerare.

Deci:

$$\Delta P_m^a = P_m^a - P_m^p$$

sau

$$\Delta P_m^a = (P_f^a - P_f^p) + (P_h^a - P_h^p) + $$
$$+ (P_{pomp}^a - P_{pomp}^p) + (P_{ant}^a - P_{ant}^p). \qquad (18)$$

De aici rezultă că randamentele mecanice în cele două regimuri pot fi diferite:

$$\eta_m^a \neq \eta_m^p .$$

Pentru a stabili expresia randamentului mecanic în regim de accelerare se introduce noţiunea de putere efectivă de accelerare ($P_e^{\prime a}$) care reprezintă puterea efectivă a motorului în regim de accelerare, la care se adună puterea consumată pentru mărirea energiei cinetice a maselor în mişcare.

Pe baza relaţiei (11) se poate scrie:

$$P_e^{\prime a} = P_e^a + P_\omega = P_i^a - P_m^a , \qquad (19)$$

iar randamentul mecanic, va fi, prin definiţie,

$$\eta_m^a = \frac{P_e^{'a}}{P_i^a} \qquad (20)$$

sau:

$$P_e^{'a} = \eta_m^a \cdot P_i^a . \qquad (20a)$$

Pierderi inerţionale. Sînt numite pierderi inerţionale, puterea necesară pentru mărirea energiei cinetice a maselor în mişcare ale motorului şi instalaţiilor auxiliare antrenate de el.

$$P_{\dot\omega} = \frac{1}{716{,}2} M_{\dot\omega}\, n \qquad (21)$$

în care $M_{\dot\omega}$ este momentul forţelor de inerţie, redus la axa arborelui cotit. Întrucît

$$M_{\dot\omega} = J_{arb} \cdot \dot\omega, \qquad (22)$$

în care

J_{arb} este momentul de inerţie al maselor în mişcare, redus la axa arborelui cotit, rezultă:

$$P_{\dot\omega} = \frac{1}{716{,}2} J_{arb} \cdot \dot\omega\, n\,; \qquad (23)$$

prin definiţie, randamentul inerţional va fi:

$$\eta_{\dot\omega} = \frac{P_e^a}{P_e^{'a}} \qquad (24)$$

sau, din relaţia (19):

$$\eta_{\dot\omega} = \frac{P_e^{'a} - P_{\dot\omega}}{P_e^{'a}} = 1 - \frac{P_{\dot\omega}}{P_e^{'a}} . \qquad (25)$$

Pe baza relaţiei (20 a) rezultă:

$$\eta_{\dot\omega} = 1 - \frac{P_{\dot\omega}}{\eta_m^a \cdot P_i^a} \qquad (26)$$

sau, ţinînd seamă de relaţia (14):

$$\eta_{\dot\omega} = 1 - \frac{J_{arb}\, \dot\omega\, n}{C_3 \frac{\eta_i^a}{\alpha^a} \eta_v^a \eta_m^a n} \qquad (27)$$

în care:

$$C_3 = 716{,}2\, C_1 \frac{H_i}{L_0} \gamma_0 V_t .$$

Relaţia (27) pune în evidenţă factorii de care depinde randamentul inerţional, şi anume el este cu atît mai mic cu cît masa pieselor în mişcare şi acceleraţia unghiulară a arborelui cotit sînt mai mari. Pe de altă parte, el depinde de calitatea proceselor de lucru (umplerea şi arderea) în regim de accelerare.

Randamentul inerţional poate fi pus într-o formă convenabilă care permite determinarea lui experimentală.

Se introduce ecuaţia (19) în relaţia (25)

$$\eta_{\dot\omega} = 1 - \frac{P_{\dot\omega}}{P_e^a + P_{\dot\omega}}$$

sau

$$\eta_{\dot\omega} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{P_e^a}{P_{\dot\omega}}}$$

sau în relaţia (23):

$$\eta_{\dot\omega} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{716{,}2\; P_e^a}{J_{arb}\, \dot\omega\, n}} , \qquad (28)$$

în care, P_e^a, $\dot\omega$, n, se determină direct prin măsurări.

Randamentul efectiv al motorului în regim de accelerare. Prin definiţie:

$$\eta_e^a = \frac{632\, P_e^a}{C_h \cdot H_i}$$

sau

$$\eta_e^a = \frac{P_e^a}{P_e^{'a}} \cdot \frac{P_e^{'a}}{P_i^a} \cdot \frac{632\, P_i^a}{C_h\, H_i} .$$

Cu relaţiile (16), (20) şi (24), ultima relaţie devine:

$$\eta_e^a = \eta_{\dot\omega}\, \eta_m^a\, \eta_i^a . \qquad (29)$$

Consumul efectiv de combustibil în regim de accelerare. Consumul efectiv de combustibil în regim de accelerare rezultă din relaţia cunoscută

$$C_e^a = \frac{632}{\eta_e^a H_i} \qquad (30)$$

sau

$$C_e^a = \frac{632}{\eta_i^a\, \eta_m^a\, \eta_{\dot\omega} H_i} \cdot 1\,000 \text{ g/CPh.} \qquad (30\text{ a})$$

Presiunea medie efectivă în regim de accelerare. Se împarte relaţia (8):

$$P_e^a = P_e^p + a\, \dot\omega + b\, \dot\mu$$

prin termenul: $\frac{V_t\, n}{900\, \tau}$. Rezultă:

$$p_e^a = p_e^p + a_2\, \dot\omega + b_2\, \dot\mu , \qquad (31)$$

în care:

$$a_2 = \frac{900\; \tau}{V_t\; n} \cdot a\,; \quad b_2 = \frac{900\; \tau}{V_t\; n} b ,$$

τ fiind numărul de timpi ai motorului.

Pe baza cercetărilor experimentale urmează să se pună în evidenţă valoarea coeficienţilor a, a_1, a_2, b, b_1, b_2, pentru a putea determina indicii caracteristici ai motorului şi legile lor de variaţie.

---

[1] *Acatov, E. I.* ş. a. Rabota avtomobilnovo dvigatelia na neustanovivşemsia rejime. Maşghiz, 1960. [2] *Diacenco, N. H.* ş. a. Bîstrohodnîe porşnevîe dvigatelii vnutrenevo sgorania. Maşghiz, 1962. [3] *Ciudacov, E. A.* Teoria avtomobilia. Maşghiz, 1950.

CZ 539.4.011: 620.179.15: 620.18

Determinarea eforturilor unitare cu ajutorul razelor Roentgen

Ing. M. TRIPA şi ing. GH. HARNAGEA
Conferenţiar la Institutul politehnic – Cluj
Cercetător principal la I.C.T.Tc. – Bucureşti

Apariţia şi evoluţia eforturilor unitare sînt strîns legate de apariţia şi de evoluţia deformaţiilor. Problema eforturilor unitare şi a deformaţiilor trebuie să fie deci studiate împreună. Cunoaşterea eforturilor unitare şi a deformaţiilor pieselor de maşini şi de construcţii este necesară, atît pentru dimensionarea corectă a acestora, cît şi pentru utilizarea raţională şi economică a materialelor din care acestea sînt confecţionate.

Diferitele elemente ale maşinilor şi ale construcţiilor moderne au, în multe cazuri, o configuraţie atît de complicată, încît nu este posibil a calcula în mod teoretic eforturile unitare şi deformaţiile, din cauza dificultăţilor cu caracter matematic. Un ajutor preţios în asemenea cazuri ni-l dau diferitele metode experimentale, care permit stabilirea cu suficientă precizie a repartizării eforturilor unitare şi a deformaţiilor în piesele de maşini şi de construcţii.

Metodele experimentale pot fi utilizate şi pentru verificarea gradului de precizie al calculelor teoretice făcute pe baza unor ipoteze simplificatoare. Una dintre aceste metode este cea care utilizează razele X, adecvată numai pentru materialele cristaline.

Materialele cristaline sînt caracterizate printr-o aşezare ordonată a punctelor materiale (atomi, ioni, molecule).

După forma lor exterioară, cristalele sînt poliedre limitate de feţe plane care se taie după muchii şi colţuri. Cristalele sînt corpuri anizotrope avînd proprietăţi diferite după diferitele direcţii.

În cristalele ideale, considerate în teoria corpului solid, atomii, moleculele, respectiv ionii, sînt aşezaţi în nodurile unei reţele spaţiale, care ia forme diferite de la caz la caz. O proprietate importantă a reţelei cristaline este periodicitatea ei spaţială. Aceasta constă în proprietatea reţelei de a coincide cu ea însăşi, prin translaţia cu o anumită mărime, numită parametru de translaţie. Parametrii de translaţie ai reţelei pot fi reprezentaţi prin vectori corespunzători translaţiilor.

În spaţiul cu o singură dimensiune, deci pe o dreaptă, dacă se alege un nod al reţelei ca origine, întregul spaţiu poate fi umplut prin alipirea (de o parte şi de alta a originii) de vectori egali cu parametrul reţelei. În spaţiul cu două dimensiuni, deci în plan, această adunare se poate face prin alipirea de paralelograme. În spaţiul cu trei dimensiuni se pot alege trei parametri reprezentaţi prin trei vectori necoplanari, pe care se poate construi un paralelipiped, numit celula elementară.

Întreaga reţea cristalină este formată din alăturarea, pe cele trei direcţii spaţiale, a unor astfel de celule elementare, identice în ce priveşte proprietăţile lor geometrice şi fizice. În toate vîrfurile unei celule elementare se găsesc atomi de aceeaşi natură, iar nodurile respective pot fi suprapuse printr-o translaţie egală cu unul dintre parametrii reţelei. Mulţimea tuturor nodurilor echivalente care pot fi aduse la suprapunere prin translaţii formează aşa-numita reţea Bravais a cristalului. Reţeaua Bravais nu cuprinde toate nodurile reţelei cristaline, deci în cristal există mai multe reţele Bravais.

În anumite cazuri trebuie să se precizeze un plan oarecare în reţeaua cristalină. Planele definite prin trei noduri oarecare ale reţelei cristaline se numesc *plane reticulare*. Toate planele reticulare paralele între ele formează o familie de plane. Ele sînt plane de mare densitate reticulară.

Pentru determinarea planelor cristalografice se utilizează două sisteme de referinţă şi anume :

Sistemul Weiss şi Rose sau sistemul parametric — axa Ox dirijată cu sensul pozitiv spre observator, axa Oy spre dreapta, iar axa Oz verticală cu sensul pozitiv în sus.

Sistemul Miller utilizează indicii *hkl*. Aceasta este notaţia curent utilizată în calculele cristalografice.

Determinarea eforturilor unitare se bazează pe deformaţia reţelei cristaline, adică pe modificarea distanţei dintre planele reticulare prin solicitare. Prin distanţa d a reţelei se înţelege distanţa — măsurată pe perpendiculară — dintre două plane succesive ale aceleiaşi reţele. Deformaţia specifică este :

$$\varepsilon = \frac{d_1 - d}{d}, \tag{1}$$

unde d_1 este distanţa după solicitare.

Deci, pentru calculul deformaţiei specifice trebuie să se cunoască distanţa d. Vom arăta cum se calculează această distanţă, întîi pe cale teoretică şi apoi pe cale experimentală.

1. *Calculul teoretic al distanţei reticulare*

Considerăm un plan dat de indicii (hkl) şi un nod aşezat în acel plan care are raza vectoare $\overline{R}_{mnp}$, un vector cuprins în plan. Vectorul-unitate al normalei la plan este :

$$\frac{\overline{H}_{hkl}}{H_{hkl}}.$$

Ecuaţia planului se obţine scriind condiţia ca produsul scalar al celor doi vectori să fie nul :

$$\overline{R}_{mnp} \cdot \frac{\overline{H}_{hkl}}{H_{hkl}} = 0. \qquad (2)$$

În funcţie de vectorii-parametri ai reţelei, raza vectoare are expresia :

$$\overline{R}_{mnp} = m\overline{a} + m\overline{b} + p\overline{c}. \qquad (3)$$

Vectorul normalei la plan se poate scrie în funcţie de parametrii reţelei şi în funcţie de indicii planului :

$$\overline{H}_{hkl} = \frac{(\overline{b} \times \overline{c}) \cdot h}{V} + \frac{(\overline{c} \times \overline{a}) \cdot k}{V} + \frac{(\overline{a} \times \overline{b}) \cdot l}{V}. \qquad (4)$$

Această expresie poate fi scrisă şi în funcţie de vectorii reciproci ai reţelei :

$$\overline{H}_{hkl} = h\overline{a^*} + k\overline{b^*} + l\overline{c^*}. \qquad (5)$$

Acest vector este paralel cu normala la planul (*hkl*) şi se numeşte vectorul reciproc al planului (*hkl*).

Se introduce această valoare în ecuaţia planului şi se ţine seamă de condiţiile care definesc vectorii reciproci :

$$(m\overline{a} + n\overline{b} + p\overline{c}) \cdot (h\overline{a^*} + k\overline{b^*} + l\overline{c^*}) = 0 \, ;$$

$$hm + kn + lp = 0$$

După cum se ştie, primul plan poate fi obţinut prin translaţie de la 0 la $\frac{a}{h}$ sau la $\frac{b}{k}$ sau la $\frac{c}{l}$. Dacă se mută originea coordonatelor cu un vector $\left(-\frac{\overline{a}}{h}\right)$, numărătoarea nodurilor rămîne aceeaşi, raza vectoare a nodului (*mnp*) va fi egală cu :

$$\overline{R'}_{mnp} = m\overline{a} + n\overline{b} + p\overline{c} + \frac{\overline{a}}{h}. \qquad (6)$$

Ecuaţia primului plan în raport cu originea sistemului de axe de coordonate are forma :

$$\overline{R'}_{mnp} \cdot \frac{\overline{H}_{hkl}}{H_{hkl}} = d_{hkl}, \qquad (7)$$

în care d_{hkl} este distanţa acestui plan la origine, adică distanţa dintre plane. Rezultă deci :

$$\left(m\overline{a} + n\overline{b} + p\overline{c} + \frac{\overline{a}}{h}\right) \cdot \frac{(h\overline{a^*} + k\overline{b^*} + l\overline{c^*})}{H_{hkl}} = d_{hkl}$$

sau :

$$d_{hkl} = \frac{1}{H_{hkl}}. \qquad (8)$$

Vectorul reciproc $\overline{H}_{hkl}$ al planului (*hkl*) este îndreptat după normala la planul (*hkl*) şi este egal cu distanţa dintre planele familiei (*hkl*).

Lungimea vectorului $\overline{H}_{hkl}$ se calculează cu formula :

$$H^2_{hkl} = h^2\,\overline{a^*}^2 + k^2\,\overline{b^*}^2 + l^2\,\overline{c^*}^2 + 2\,h\,k\,\overline{a^*}\,\overline{b^*}\cos\gamma^* + $$
$$+ 2\,k\,l\,\overline{b^*}\,\overline{c^*}\cos\overline{a^*} + 2\,l\,h\,\overline{c^*}\,\overline{a^*}\cos\beta^*,$$

care serveşte pentru determinarea echidistanţei, căci :

$$H^2_{hkl} = \frac{1}{d^2_{hkl}}. \qquad (9)$$

Parametrii reciproci ai reţelei se pot înlocui cu parametrii direcţi :

$$\begin{cases} a^* = \frac{1}{V}\, bc \sin\alpha \\ b^* = \frac{1}{V}\, ca \sin\beta \\ c^* = \frac{1}{V}\, ab \sin\gamma \end{cases} \begin{cases} \cos\alpha^* = \frac{\cos\beta\cos\gamma - \cos\alpha}{\sin\beta\sin\gamma} \\ \cos\beta^* = \frac{\cos\gamma\cos\alpha - \cos\beta}{\sin\gamma\sin\alpha} \\ \cos\gamma^* = \frac{\cos\alpha\cos\beta - \cos\gamma}{\sin\alpha\sin\beta}. \end{cases} \qquad (10)$$

Expresia echidistanţei devine:

$$\frac{1}{d^2_{hkl}} = \frac{1}{V^2}\,[h^2\,b^2\,c^2\sin^2\alpha + k^2\,c^2\,a^2\sin^2\beta + $$
$$+ l^2 a^2 b^2 \sin^2\gamma + 2\,h\,k\,a\,b\,c^2(\cos\alpha\cos\beta - \cos\gamma) + $$
$$+ 2\,k\,l\,a^2\,b\,c(\cos\beta\cos\gamma - \cos\alpha) + $$
$$+ 2\,l\,h\,a\,b^2\,c\,(\cos\gamma\cos\alpha - \cos\beta)].$$

Se fac următoarele notaţii :

$$\begin{cases} S_{11} = b^2\,c^2\sin^2\alpha \\ S_{22} = c^2\,a^2\sin^2\beta \\ S_{33} = a^2\,b^2\sin^2\gamma \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_{12} = a\,b\,c^2(\cos\alpha\cos\beta - \cos\gamma) \\ S_{23} = a^2\,b\,c\,(\cos\beta\cos\gamma - \cos\alpha) \\ S_{31} = a\,b^2\,c\,(\cos\gamma\cos\alpha - \cos\beta). \end{cases} \qquad (11)$$

Cu aceste notaţii expresia devine :

$$\frac{1}{d^2_{hkl}} = \frac{1}{V^2}\,(S_{11}\cdot h^2 + S_{22}\cdot k^2 + S_{33}\cdot l^2 + 2S_{12}\cdot hk + $$
$$+ 2\,S_{23}\,kl + 2\,S_{31}\,lh). \qquad (12)$$

Volumul celulei elementare se calculează cu ajutorul determinantului lui Gram :

$$V^2 = (\overline{a}\,\overline{b}\,\overline{c})^2 = \begin{vmatrix} a^2 & \overline{a}\,\overline{b} & \overline{a}\,\overline{c} \\ \overline{b}\,\overline{a} & b^2 & \overline{b}\,\overline{c} \\ \overline{c}\,\overline{a} & \overline{c}\,\overline{b} & c^2 \end{vmatrix};$$

$$V^2 = $$
$$= abc\sqrt{1 - \cos^2\alpha - \cos^2\beta - \cos^2\gamma + 2\cos\alpha\cos\beta\cos\gamma}. \qquad (13)$$

Dispoziţia regulată a nodurilor reţelei constituie simetria structurii cristaline, care — la rîndul ei — determină o aranjare regulată a feţelor, muchiilor şi colţurilor. Repetarea regulată a acestor forme exterioare constituie simetria geometrică a cristalului.

După caracterele lor generale de simetrie cristalele se împart în şapte sisteme cristalografice. După Weiss, prin sistem cristalografic se înțelege totalitatea formelor poliedrice ale căror fețe pot fi raportate, ca poziție în spațiu, la același sistem de referință, adică la aceleași axe cristalografice.

Ținînd seamă de parametrii a, b, c și de unghiurile α, β, γ ale celulei elementare, vom scrie expresia volumului și a distanței dintre planele reticulare.

Sistemul triclinic. Înglobează cristalele lipsite de elemente de simetrie și cele care au cel mult un centru de simetrie. Axele cristalografice de referință se aleg după trei muchii principale ale cristalului, care se întîlnesc într-un colț. Parametrii rețelelor pe cele trei direcții sînt diferiți și unghiurile dintre axe sînt diferite:

$$a \neq b \neq c; \quad \alpha \neq \beta \neq \gamma \neq 90°;$$

$$V = abc\sqrt{1-\cos^2\alpha-\cos^2\beta-\cos^2\gamma+2\cos\alpha\cos\beta\cos\gamma};$$

$$\frac{1}{d_{hkl}^2} = \frac{1}{V^2}\left(S_{11}h^2 + S_{22}\cdot k^2 + S_{33}l^2 + 2\,S_{12}hk + 2\,S_{23}kl + 2\,S_{31}lh\right). \tag{14}$$

Sistemul monoclinic sau clinorombic în care parametrii au lungimi diferite și unul este perpendicular pe ceilalți doi:

$$a \neq b \neq c; \quad a = \gamma = 90°; \quad \beta \neq 90°;$$

$$V = abc\sin\beta; \frac{1}{d_{hkl}^2} = \frac{h^2}{a^2\sin^2\beta} + \frac{k^2}{b^2} + \frac{l^2}{c^2\sin^2\beta} - \frac{2\,hl\cos\beta}{ac\sin^2\beta}. \tag{15}$$

Sistemul rombic (*paralelipipedic*) în care parametrii au lungimi diferite și formează între ei unghiuri drepte.

$$a \neq b \neq c; \quad \alpha = \beta = \gamma = 90°;$$

$$V = abc; \quad \frac{1}{d_{hkl}^2} = \left(\frac{h}{a}\right)^2 + \left(\frac{k}{b}\right)^2 + \left(\frac{l}{c}\right)^2. \tag{16}$$

Sistemul hexagonal în care, dintre cei trei parametri, doi au valori egale și fac între ei 120°, fiind perpendiculari pe al treilea:

$$a = b \neq c; \quad \alpha = \beta = 90°; \quad \gamma = 120°;$$

$$V = \frac{\sqrt{3}}{2}a^2c; \quad \frac{1}{d_{hkl}^2} = \frac{4}{3}\,\frac{h^2 + k^2 + hk}{a^2} + \frac{l^2}{c^2}. \tag{17}$$

Caz particular: sistemul ortohexagonal:

$$a_0 = a\sqrt{3}; \quad b_0 = a; \quad c_0 = c; \quad \alpha = \beta = 90°; \quad \gamma = 120°; \tag{18}$$

$$V = \frac{\sqrt{3}}{2}a^2c; \quad \frac{1}{d_{hkl}^2} = \frac{1}{3}\left(\frac{h}{a}\right)^2 + \left(\frac{k}{a}\right)^2 + \left(\frac{l}{c}\right)^2.$$

Sistemul romboedric în care parametrii au valori egale și fac între ei unghiul α:

$$V = a^3\sqrt{1 - 3\cos^2\alpha + 2\cos^3\alpha};$$

$$\frac{1}{d_{hkl}^2} = \frac{(h^2 + k^2 + l^2)\sin^2\alpha + 2\,(hk + kl + lh)(\cos^2\alpha - \cos\alpha)}{a^2(1 - 3\cos^2\alpha + 2\cos^3\alpha)}. \tag{19}$$

Sistemul tetragonal (*pătratic*) în care doi dintre parametri au valori egale și toate unghiurile sînt drepte:

$$a = b \neq c; \quad \alpha = \beta = \gamma = 90°;$$

$$V = a^2c; \quad \frac{1}{d_{hkl}^2} = \frac{h^2 + k^2}{a^2} + \frac{l^2}{c^2}. \tag{20}$$

Sistemul cubic (*teseral*) în care parametrii au valori egale și unghiurile sînt drepte:

$$a = b = c; \quad \alpha = \beta = \gamma = 90°;$$

$$V = a^3; \quad \frac{1}{d_{hkl}^2} = \frac{h^2 + k^2 + l^2}{a^2}. \tag{21}$$

Din aceste relații rezultă că, în funcție de indicii planului reticular și de parametrii rețelei, se poate calcula distanța dintre planele reticulare pentru fiecare sistem de cristalizare.

2. *Determinarea experimentală a echidistanței d*

Determinarea experimentală a echidistanței d se efectuează utilizînd formula Wulf-Bragg.

Se presupune o rețea de plane reticulare, deci o familie de plane paralele, situate la aceeași distanță. Să considerăm două plane vecine P_1 și P_2. Planele atomice ale cristalului reflectă razele X.

Planul P_1 reflectă raza incidentă I, dînd o rază reflectată R în direcția reflexiei regulate. În virtutea proprietății razelor X de a trece prin materie, fasciculul paralel de raze traversează planul P_1 și va fi reflectat și de planul P_2 în direcția reflexiei regulate. Deci razei incidente I' îi corespunde raza reflectată R'. Planele P_1 și P_2 fiind paralele, razele reflectate de ele sînt și ele paralele și, în general, defazate. Pentru ca să fie în fază, trebuie să fie satisfăcută condiția ca diferența de drum dintre razele incidente I și I' să fie egală cu un număr întreg de lungimi de undă. Din figura 1 rezultă că diferența de drum:

$$\overline{AB} + \overline{AC} = 2\,\overline{OA}\sin\alpha = 2\,d\sin\alpha$$

trebuie să fie egală cu $n\lambda$:

$$2\,d\sin\alpha = n\lambda, \tag{22}$$

în care n este un număr întreg.

Aceasta este formula Wulf-Bragg, din care se poate calcula distanța d dintre planele reticulare, dacă se cunoaște lungimea de undă λ

a unui fascicul monocromatic de raze X și se măsoară unghiul α:

$$d = \frac{n\lambda}{2\sin\alpha}.$$

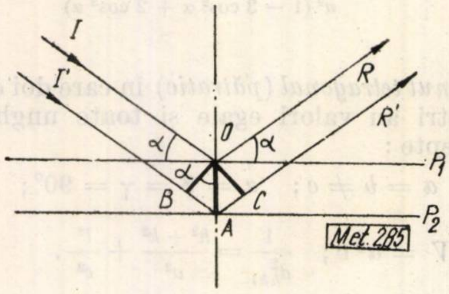


Fig. 1

3. *Determinarea unghiului α*

Determinarea unghiului α se face prin metoda Debye-Scherrer, în camera cilindrică, sau prin metoda razelor inversate, în camera plană. Cristalele reflectă razele X în toate direcțiile. Cristalele care satisfac legea Wulf-Bragg dau reflexii care se adună și produc înnegrirea filmului sub formă de inele. Fiecare inel corespunde razelor reflectate de către planele cristaline cu anumiți indici: h, k, l. Măsurînd distanța $2r$ dintre două dungi simetrice aparținînd aceluiași inel obținut în camera cilindrică (fig. 2), după desfășurarea filmului, se poate calcula unghiul de reflexie din relația:

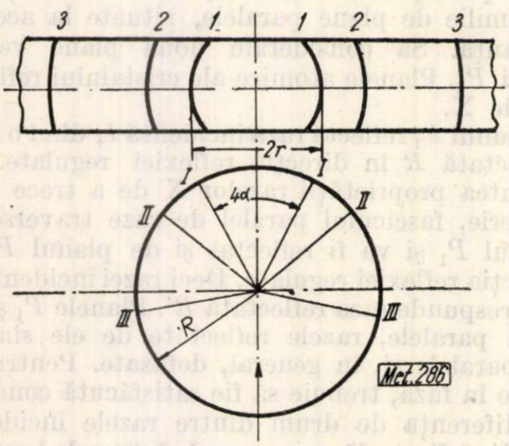


Fig. 2

$$\alpha = \frac{r}{2R}. \tag{23}$$

La camera plană, unghiul α (fig. 3) se calculează din relația:

$$\mathrm{tg}(\pi - 2\alpha) = \frac{r}{D}. \tag{24}$$

Indicii planelor de reflexie se determină cu ajutorul tabelei de structură. Corecția de absorbție în primul caz se face cu ajutorul formulei stabilită de Hadding:

$$2r_c = 2r - \rho\,(1 + \cos 2\alpha)\,;\; r_c - r =$$
$$= \Delta = \frac{\rho}{2}(1 + \cos 2\alpha). \tag{25}$$

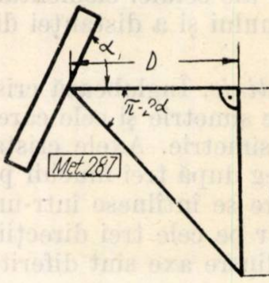


Fig. 3

Din formula Wulf-Bragg se poate calcula:

$$\sin^2\alpha = \frac{\lambda^2}{4}(S_{11}h^2 + S_{22}k^2 + S_{33}l^2 +$$
$$+ 2S_{12}hk + 2S_{23}kl + 2S_{31}lh). \tag{26}$$

Pentru o rețea cubică:

$$\sin^2\alpha = \frac{\lambda^2}{4a^2}(h^2 + k^2 + l^2). \tag{27}$$

4. *Determinarea sumei eforturilor unitare principale*

Determinarea sumei eforturilor unitare principale se face cu ajutorul a două röntgenograme în camera plană, cu incidența perpendiculară, una efectuată pe proba solicitată și alta pe proba nesolicitată.

Se obțin valorile d_1 și d.

Se scrie legea lui Hooke generalizată:

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}[\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)].$$

Dacă:

$$\sigma_3 = 0,$$

se obține:

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_\perp = -\frac{\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2);\; \sigma_1 + \sigma_2 = -\frac{E}{\mu}\varepsilon_\perp =$$
$$= -\frac{E}{\mu}\cdot\frac{d_\perp - d}{d}. \tag{28}$$

S-a folosit această metodă pentru determinarea eforturilor unitare în epruvete de tablă, de cupru și de fier.

Pentru determinarea distanței epruvetă-film, la metoda razelor inversate s-a utilizat ca material-etalon pulbere de aluminiu pur. Măsurarea distanțelor pe filme a fost făcută cu microscopul comparator și cu fotometrul. Rezultatele sînt prezentate în tabelele 1 și 2. Valorile obținute sînt în limitele erorilor date în literatura de specialitate [4] și [5]. Comparația a fost făcută cu un dinamometru.

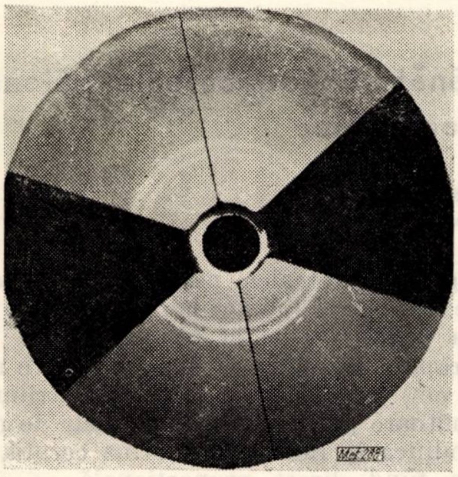


Fig. 4

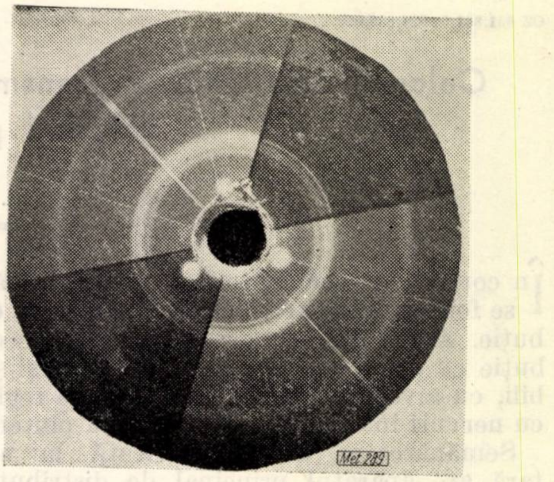


Fig. 5

Tabela 1

Calculul efortului unitar în tabla de cupru. Anod de cupru, incidenţa la 90°

Nr. crt.	D, mm	r, mm	tg (π − 2α)	(π − 2α), rad	α, rad	α°	sin α	hkl	d, Å	a, Å	Observaţii
1	80	25,30	0,31625	0,30630	1,41765	81° 13′ 32″					Etalon aluminiu aproximativ
2	80,07	25,30	0,31598	0,30605	1,41777	81° 14′ 32″	0,98832	333	0,77859	4,04555	Etalon aluminiu exact
3	80,07	57,60	0,71937	0,62361	1,25899	72° 08′ 05″	0,95178	024	0,80849	3,61557	Cupru neîntins
4	80	24,80	0,31000	0,31006	1,41577	81° 07′ 04″					Etalon aluminiu aproximativ
5	78,49	24,80	0,31598	0,30605	1,41777	81° 14′ 32″	0,98832	333 (511)	0,77859	4,04555	Etalon aluminiu exact
6	78,49	56,40	0,71856	0,62307	1,25926	72° 08′ 21″	0,95186	024	0,80842	3,61525	Cupru întins

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \frac{E}{\mu} \frac{d_1 - d_0}{d_0} = \frac{1{,}1 \cdot 10^6}{0{,}33} \cdot \frac{0{,}80849 - 0{,}80842}{0{,}80849} = \frac{1{,}1 \cdot 70}{0{,}2668} = 289 \text{ kgf/cm}^2.$$

Tabela 2

Calculul efortului unitar în tabla de fier. Anod de cobalt, incidenţa la 90°

Nr. crt.	D, mm	r, mm	tg (π − 2α)	(π − 2α), rad	α, rad	α°	sin α	hkl	d, Å	a, Å	Observaţii
1	80,00	25,75	0,32188	0,31141	1,41509	81° 04′ 44″					Etalon aluminiu aproximativ
2	79,58	25,75	0,32358	0,31295	1,41432	81° 02′ 05″	0,98780	024	0,90454	4,04510	Etalon aluminiu exact
3	79,58	46,00	0,57803	0,52411	1,30874	74° 59′ 07″	0,96586	301	0,92508	2,92536	Fier neîntins
4	80,00	25,35	0,31688	0,30687	1,41736	81° 12′ 31″					Etalon aluminiu aproximativ
5	78,34	25,35	0,32358	0,31295	1,41432	81° 02′ 05″	0,98780	024	0,90454	4,04510	Etalon aluminiu exact
6	78,34	45,50	0,58080	0,52618	1,30771	74° 55′ 34″	0,96569	301	0,92525	2,92590	Fier întins

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \frac{0{,}92525 - 0{,}92508}{0{,}92508 \cdot 0{,}3} \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 = \frac{0{,}00017}{0{,}92508 \cdot 0{,}3} \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 = 1\,286 \text{ kgf/cm}^2.$$

---

[1] *Barrett, C. S.* Structure des métaux. Paris, Ed. Dunod, 1957. [2] *Beleaev, N. M.* Lucrări de laborator la rezistenţa materialelor. Moscova-Leningrad, 1952. [3] *Fouillé, A.* Physique des vibrations à l'usage des ingénieurs. Paris, E. Dunod, 1954. [4] *Glocker, R.* Materialprüfung mit Röntgenstrahlen. Berlin — Göttingen — Heidelberg, Springer Verlag, 1958. [5] *Guinier, A.* Théorie et technique de la radiocristallographie. Paris, Ed. Dunod, 1956. [6] *Kacianov, N. N.* şi *Mirkin, L. I.* Rentgenostrukturnîi analiz (polikristallov). Moscova, Maşghiz, 1960. [7] *Kitaigorodski, N.* Analiza structurală cu raze Röntgen (traducere Academia R.P.R.). [8] *Mirkin, L. I.* Spravocinik po rentgenostrukturnomu analizu polikristallov. Moscova, 1961. [9] *Schaal, A.* Metode şi exemple de aplicare a măsurării eforturilor unitare prin roentgenografie. În : Schweizer Archiv für angewandte Wissenschaft und Technik, iulie, 1953. [10] *Sculari, P.* Cercetarea tensiunilor interne cu ajutorul razelor Roentgen. În : Hutniké Listy, nr. 8, 1954. [11] *Teodorescu, N.* Metode vectoriale în fizica matematică, vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1954.

CZ 631.331.5: 621.833.062.2

Calculul cinematic al transmisiei la semănătorile de cereale păioase, folosind progresiile geometrice

Conf. ing. CHIRIAC VASILIU
Institutul politehnic – București

În construcția semănătorilor de cereale păioase se folosesc diferite tipuri de aparate de distribuție. Astfel sînt cunoscute aparate de distribuție cu palete, cu cilindri canelați ficși și mobili, cu alveole verticale, cu lingurițe reglabile, cu nervuri interioare, cu cilindri cu pinteni etc.

Semănătoarea SU-29 fabricată la noi în țară are aparatul principal de distribuție cu cilindri cu pinteni.

Aparatele de distribuție se pot grupa în două categorii principale: aparate înzestrate cu reglare interioară a normei de însămînțare și aparate la care modificarea normei de însămînțare se face prin schimbarea turației distribuitorului.

În funcție de tipul aparatului de distribuție se montează mecanisme de transmisie corespunzătoare, care să asigure transmiterea rotației de la axele roților de transport la axele aparatelor de distribuție.

Astfel, la semănătorile prevăzute cu aparate de distribuție din prima categorie (aparate de distribuție cu palete, aparate de distribuție cu cilindri canelați mobili etc.) se întrebuințează o transmisie simplă între osia roților de transport și axul distribuitorilor (cu cîteva trepte de turații).

La semănătorile prevăzute cu aparate de distribuție din a doua categorie, la care reglarea debitului se face numai prin modificarea turației organelor active ale aparatelor (aparate de distribuție cu cilindri cu pinteni, cu cilindri canelați ficși etc.) se montează mecanisme cu mai multe trepte de turații.

Mecanismele de transmisie pentru acționarea aparatelor din prima categorie sînt mecanisme cu roți dințate, mecanisme cu lanț și roți dințate sau mecanisme combinate.

Mecanismele de transmisie pentru acționarea aparatelor de distribuție din a doua categorie pot fi cu cutii de viteze în mai multe trepte și de diferite construcții, cu discuri sau cu reglaj continuu. Construcțiile cele mai des folosite sînt cu cutii de viteze, așa cum este prevăzută și construcția semănătorii SU-29.

În articol se va prezenta calculul cinematic al transmisiilor folosite la semănătorile prevăzute cu aparate de distribuție din grupa a doua.

Fundamentarea calculului mecanismelor de transmisie. Fiecare dintre plantele cultivate necesită diferite norme de însămînțare în funcție de cultură, de condițiile pedoclimatice și de distanța între rînduri.

În general, cerealele păioase au normele cuprinse între 60 și 140 kgf/ha, iar în unele cazuri norma poate fi pînă la 180 kgf/ha.

În raport cu mărimea distanței între rînduri (a, în cm) cantitatea de semințe distribuită de semănătoare pe fiecare metru liniar de rînd se va modifica în funcție de norma cerută, modificarea fiind direct proporțională.

Notînd cu m cantitatea de semințe în gf distribuită pe fiecare metru liniar de rînd, la o normă dată N (în kgf/ha), distanța între rînduri fiind a, în cm, se poate scrie că:

$$m = a\cdot N\cdot 10^{-3}, \text{ gf/m.} \quad (1)$$

Distanțele obișnuite între rînduri pentru semănătorile cu discuri sînt caracterizate prin mărimea $a = 15$ cm, iar pentru semănătorile echipate cu brăzdare tip ancoră, această distanță este $a = 10 - 13$ cm. Semănătoarea SU-29 are distanța între rînduri de 12,5 cm.

Dacă greutatea medie a 1 000 boabe se va nota cu δ atunci numărul mediu de semințe distribuite pe fiecare metru liniar de rînd va fi:

$$\mu = \frac{a\cdot N}{\delta}, \text{ boabe/m.} \quad (2)$$

Greutatea medie a 1 000 boabe la principalele cereale păioase este următoarea: la grîu 37,5 gf; la orz 36 gf; la ovăz 22 gf.

Aparatele de distribuție primind mișcarea de rotație de la roata de transport a semănătorii, raportul de transmitere va fi dat de relația:

$$i = \frac{n_d}{n_s} \quad (3)$$

în care

n_d este turația axului aparatului de distribuție și n_s – turația roții semănătorii.

La o rotație a roții semănătorii, distribuitorul va efectua un număr de i rotații, prin urmare cantitatea de semințe distribuită la o rotație a axului distribuitorului va fi:

$$m_0 = \frac{\pi\cdot D\cdot m}{i} = \frac{\pi\cdot D\cdot a\cdot N}{1\,000\, i}, \text{ gf} \quad (4)$$

și

$$\mu_0 = \frac{\pi\cdot D\cdot \mu}{i} = \frac{\pi\cdot D\cdot a\cdot N}{i\cdot \delta}, \text{ boabe,} \quad (5)$$

în care

D este diametrul roții de transport a semănătorii.

Aceste relații se mai pot scrie:

$$m_0 \cdot i = \pi \cdot D \cdot m = M_0 \tag{6}$$

și

$$\mu_0 \cdot i = \pi \cdot D \cdot \mu = M'_0, \tag{7}$$

în care: M_0 este cantitatea de semințe distribuite la o rotație a roții semănătorii; M'_0 — cantitatea de semințe distribuite la o rotație a roții semănătorii, număr de boabe.

Diametrul D al roții semănătorii se stabilește în funcție de condițiile de rulare a acesteia pe teren arat, de dimensiunile cadrului, de repartizarea brăzdarelor, a lăzii de semințe etc. La construcțiile existente, diametrul roților diferă foarte puțin de la o semănătoare la alta și este de circa 1,2 – 1,4 m. (Semănătoarea SU-29 are diametrul roții de 1,2 m). De aceea valoarea lui D trebuie considerată ca fiind dată.

De asemenea, mărimea lui m (sau μ) poate fi considerată ca dată, ea fiind determinată de cerințele agrotehnice (norma de însămînțare și distanța între rînduri).

Ca atare, membrul din dreapta al egalităților (6) și (7) este cunoscut și deoarece m_0 depinde de construcția aparatelor de distribuție, singura mărime necunoscută rămîne i.

Dacă se notează greutatea volumetrică a semințelor cu γ, raportul $\frac{M_0}{\gamma} = V_0$ reprezintă volumul ocupat de cantitatea de semințe M_0. În acest caz:

$$m_0 \cdot i = \gamma \cdot V_0 \tag{8}$$

sau

$$m_0 = \gamma \cdot \frac{V_0}{i} = \gamma \cdot v_0, \tag{9}$$

în care v_0 reprezintă volumul activ al distribuitorului, exprimat în cm^3.

Desigur că volumul ocupat de semințele evacuate de aparat va fi diferit, în funcție de forma organului activ al aparatului de distribuție, precum și de alte condiții care influențează evacuarea semințelor din caseta de distribuție. Condiția esențială pentru asigurarea unei uniformități satisfăcătoare este viteza periferică a distribuitoarelor; trebuie realizată o viteză optimă a arborelui distribuitorului.

Legătura dintre viteza periferică a distribuitorului (w_d) și raportul de transmitere poate fi exprimată sub forma:

$$n_d = \frac{60 \cdot w_d}{\pi \cdot d}; \quad n_s = \frac{60 \cdot w}{\pi \cdot D};$$

$$i = \frac{n_d}{n_s} = \frac{D}{d} \cdot \frac{w_d}{w}, \tag{10}$$

în care w este viteza de deplasare a semănătorii.

Pentru asigurarea unei distribuții cît mai uniforme, în construcțiile existente, raportul vitezelor este cuprins între limitele:

$$\frac{w_d}{w} = 0{,}017 \div 0{,}05.$$

În felul acesta, în condiții normale de lucru:

$$i = (0{,}017 \div 0{,}05)\,\frac{D}{d}. \tag{11}$$

Dacă nu se ține seama de cele indicate, este necesar să se determine în laborator cantitatea de semințe ce se distribuie la o rotație a distribuitorului precum și limitele turațiilor care asigură uniformitatea de distribuție necesară.

Calculul cinematic al transmisiei. Raportul de transmitere este stabilit de relația (3) și se determină în funcție de norma de însămînțare minimă și maximă și de greutatea specifică a semințelor culturilor ce se vor semăna.

Pentru însămînțarea unei culturi, volumul maxim al semințelor ce trebuie distribuite la o rotație a roții semănătorii este dat de relația:

$$V_{0_{max}} = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{max}}{10^3 \cdot \gamma}, \ \text{cm}^3, \tag{12}$$

în care N_{max} este norma maximă, în kgf/ha.

Dacă volumul ce poate fi distribuit la o rotație a aparatului de distribuție este v_0, raportul maxim de transmitere va fi dat de relația:

$$i_{max} = \frac{n_d}{n_0} = \frac{V_{0max}}{v_0} = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{max}}{10^3 \cdot \gamma \cdot v_0}, \tag{13}$$

iar raportul minim de transmitere va fi dat de relația:

$$i_{min} = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{min}}{10^3 \cdot \gamma \cdot v_0}. \tag{14}$$

La calculul rapoartelor de transmitere este necesar să se țină seama și de influența alunecării roților semănătorii, dată de relația:

$$p = \frac{l - \pi \cdot D \cdot n_s}{l}, \tag{15}$$

în care l este drumul real parcurs de semănătoare.

Procentul admis pentru alunecarea roților active de la mașinile agricole este de 5–8%.

Ținînd seama de alunecarea roților, relațiile vor deveni:

$$i_{max} = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{max}}{10^3 \cdot \gamma \cdot v_0\,(1 - p)};$$

$$i_{min} = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{min}}{10^3 \cdot \gamma \cdot v_0\,(1 - p)}. \tag{16}$$

Deoarece cu același aparat de distribuție se seamănă mai multe culturi, valoarea maximă a raportului de transmisie va fi determinată de norma maximă și de greutatea volumetrică minimă a semințelor culturilor, iar valoarea minimă, de norma minimă și de greutatea volumetrică maximă; astfel relațiile pentru mai multe culturi devin:

$$i_{max} = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{max}}{10^3 \cdot \gamma_{min} \cdot v_0\ (1 - p)};$$

$$i_{min} = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{min}}{10^3 \cdot \gamma_{max} \cdot v_0\ (1 - p)}. \qquad (17)$$

Greutatea volumetrică a principalelor semințe de cereale păioase este la grîu $\gamma = 0{,}76$ gf/cm³; la ovăz, $\gamma = 0{,}44$ gf/cm³.

Pe baza acestor date se trece la calculul transmisiei, care — în general — se realizează prin cutii de viteze de tip Northon. Este mult mai rațional ca treptele de turații să se afle în progresie geometrică.

Calculul cutiilor de viteză de la semănători. Cutiile de viteze primesc mișcarea de la osia roților de transport a semănătorii printr-o pereche de roți dințate cuplate prin lanț agricol, pe care o transmit la axul distribuitorilor — în general tot printr-o pereche de roți dințate și un lanț agricol.

Raportul de transmitere total este dat de relația:

$$i_t = i_r \cdot i_c \cdot i_d, \qquad (18)$$

în care:

i_r este raportul de transmitere de la osia roții semănătorii la cutia de viteze;

i_c — raportul de transmitere obținut în cutia de viteze;

i_d — raportul de transmitere între cutia de viteze și arborele distribuitorilor.

Se consideră că turația de intrare în cutia de viteze este:

$$n_0 = n_s \cdot i_r, \qquad (19)$$

iar turațiile ce se obțin din cutia de viteze se succed în progresie geometrică, astfel că:

$$\begin{aligned} n_1 &= n_{min}; \\ n_2 &= n_1 \cdot \varphi; \\ n_3 &= n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2; \qquad (20) \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots \\ n_q &= n_{q-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{q-1} = n_{max}. \end{aligned}$$

în care n_{min} și n_{max} corespund normelor: N_{min} și N_{max}.

Rația șirului este dată de relația:

$$\varphi = \sqrt[q-1]{\frac{n_{max}}{n_{min}}}. \qquad (21)$$

În construcția cutiilor de viteze de la mașinile-unelte numerele normale constituie baza pentru alegerea turațiilor, bază ce poate fi folosită și în construcția cutiilor de viteze de la mașinile agricole de semănat.

Numerele normale, stabilite la noi prin STAS 283-49 sînt notate convențional prin litera R urmată de ordinul radicalului rației, de exemplu: R_{40}; R_{20} etc.

Șirurile utilizate sînt cele fundamentale, care au rațiile:

$$\varphi_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1{,}06; \qquad \varphi_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1{,}12;$$

$$\varphi_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1{,}26; \qquad \varphi_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1{,}58;$$

modul de folosire a lor se găsește în orice tratat de specialitate.

Considerîndu-se că variațiile normelor de însămînțare la turațiile axului distribuitorilor se produc numai în interiorul cutiei de viteze, rezultă că:

$$i_{max} = i_r \cdot i_{c_{max}} \cdot i_d = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{max}}{10^3 \cdot \gamma_{min} \cdot v_0\ (1 - p)};$$

$$i_{min} = i_r \cdot i_{c_{min}} \cdot i_d = \frac{\pi \cdot D \cdot a \cdot N_{min}}{10^3 \cdot \gamma_{max} \cdot v_0\ (1 - p)} \qquad (22)$$

Ținînd seamă de cele arătate se poate afirma că rația seriei geometrice care va determina șirul de rapoarte al transmisiei prin cutia de viteze a unei semănători poate fi aflată prin relația:

$$\varphi = \sqrt[q-1]{\frac{i_{c_{max}}}{i_{c_{min}}}}, \qquad (23)$$

în care q este numărul de trepte de turații.

Cu ajutorul relațiilor (22) se poate calcula rația seriei geometrice, în funcție de condițiile agrotehnice impuse de tehnologia lucrărilor de semănat al cerealelor păioase, deoarece:

$$\frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{i_{c_{max}}}{i_{c_{min}}} = \frac{N_{max} \cdot \gamma_{max}}{N_{min} \cdot \gamma_{min}}. \qquad (24)$$

Relația (23) devine astfel:

$$\varphi = \sqrt[q-1]{\frac{N_{max} \cdot \gamma_{max}}{N_{min} \cdot \gamma_{min}}}, \qquad (25)$$

din care se calculează φ, prin logaritmare:

$$\log\varphi = \frac{\log N_{max} \cdot \gamma_{max} - \log N_{min} \cdot \gamma_{min}}{q - 1}. \qquad (26)$$

Determinarea și repartizarea rapoartelor de transmitere poate fi efectuată analitic și grafico-analitic.

Studiul analitic este destul de laborios şi poate fi uşurat prin folosirea succesivă a două feluri de grafice : reţeaua structurală şi diagrama turaţiilor.

Reţeaua structurală permite stabilirea variantelor posibile ale comutărilor şi alegerea valorilor relative ale rapoartelor de transmitere.

Pentru exemplificare se analizează mecanismul de transmitere din figura 1.

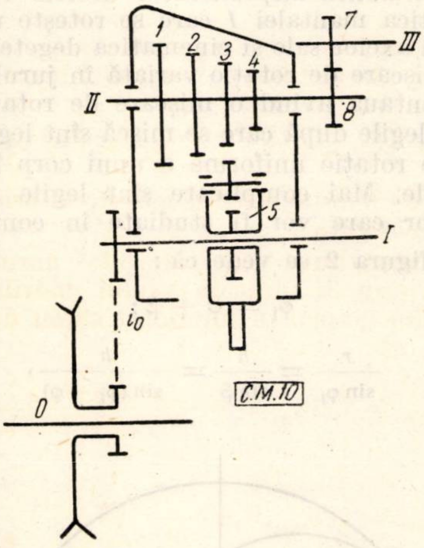


Fig. 1

Formula structurală este : $1_1 . 1_1 . 4_1 . 2_4 = 8$.

Reţeaua structurală este reprezentată în figura 2.

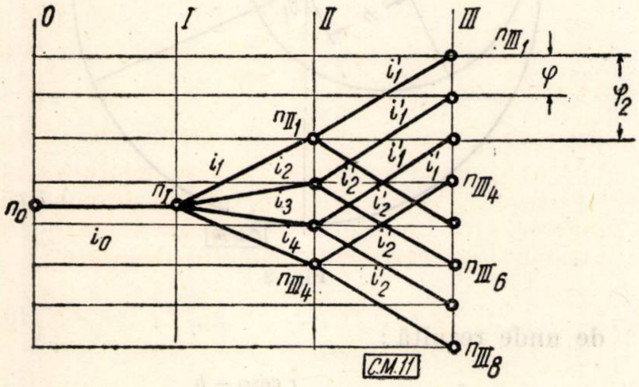


Fig. 2

Diviziunea liniară a turaţiilor se obţine trecînd logaritmic saltul φ al etajării geometrice.

Fiind bazată numai pe valorile relative ale turaţiilor şi ale rapoartelor de transmitere, reţeaua structurală dă libertatea de aranjare simetrică a reţelei.

Reprezentarea mecanismului de transmitere devine mai clară şi completă atunci cînd se desenează şi diagrama turaţiilor.

În figura 3 se prezintă diagrama turaţiilor pentru mecanismul analizat, luîndu-se : $\varphi = 1{,}06$ iar $i_0 = 1{,}12$. Prin segmente înclinate în sus se reprezintă o transmitere multiplicatoare de turaţie ($i = \varphi^x$), prin segmente înclinate în jos o transmitere reductoare de turaţie ($i = \varphi^{-x}$), iar prin segmente orizontale, care unesc două axe, menţinerea turaţiei ($i = \varphi^\circ = 1$).

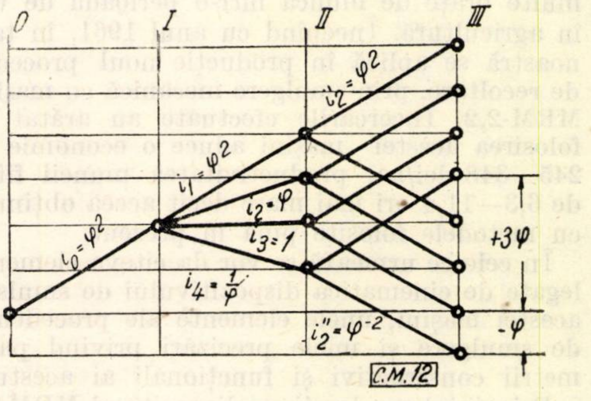


Fig. 3

Pe baza reţelei structurale alese se pot întocmi mai multe variante ale diagramei turaţiilor, dintre care se alege forma optimă – cea mai raţională – care se obţine atunci cînd numărul total de dinţi ai angrenajelor este minim.

Concluzii

Folosirea metodei de calcul propuse la transmisiile semănătorilor de cereale păioase conduce la simplificarea şi raţionalizarea construcţiilor acestor mecanisme.

Această metodă, prin simplitatea sa, dă posibilitatea ca proiectanţii să analizeze mai multe variante, să o aleagă pe cea mai raţională, fără a se influenţa negativ îndeplinirea cerinţelor agrotehnice impuse de semănatul în bune condiţii al culturilor de cereale păioase.

[1] *Letoşnev, M. N.* Maşini agricole. Bucureşti, E.A.S.S., 1959. [2] *Krutikov, N. P.*, ş.a. Teoria, calculul şi construcţia maşinilor agricole. Vol. I, Bucureşti, Editura tehnică, 1955. [3] *Bolez, E.* Cinematica maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

CZ 631.358.3

Unele probleme privind recoltarea mazării prin smulgere mecanică cu dispozitivul tip MRM—2,2

Ing. CONSTANTIN DOBRESCU

Cultivarea mazării în țara noastră, cît și în alte țări, prezintă o importanță economică mare, deoarece pe lîngă producția de boabe și vrej, bogată în proteine, producția de grîu cultivat după mazăre crește.

În lucrările legate de cultura mazării, recoltarea este operația cea mai grea, necesitînd multe brațe de muncă într-o perioadă de vîrf în agricultură. Începînd cu anul 1961, în țara noastră se aplică în producție noul procedeu de recoltare, prin smulgere mecanică cu mașina MRM-2,2. Încercările efectuate au arătat că folosirea acestei mașini aduce o economie de 245—348 lei/ha, productivitatea muncii fiind de 6,3—11,4 ori mai mare decît aceea obținută cu metodele folosite pînă în prezent.

În cele ce urmează se vor da cîteva elemente legate de cinematica dispozitivului de smuls al acestei mașini, unele elemente ale procedeului de smulgere și unele precizări privind parametrii constructivi și funcționali ai acestuia.

Principiul smulgerii cu dispozitivul MRM-2,2 are la bază proprietățile fizico-mecanice ale culturilor de mazăre, proprietăți care au stat la baza construcției dispozitivului. Dintre acestea cele mai importante sînt : culturile de mazăre normale se prezintă în perioada recoltării ca un strat compact, în care plantele s-au legat între ele în timpul vegetației ; plantele se rup ușor de la suprafața solului.

Dispozitivul ai cărui parametri constructivi și funcționali asigură smulgerea și descărcarea stratului de mazăre pe un transportor este arătat în figura 1.

Dispozitivul se rotește în jurul axelor mantalei *2* și se deplasează odată cu mașina. Degetele de smulgere *4* sînt antrenate de mantaua *1*, care se rotește. Degetele se rotesc în jurul axului *3* care este fix. Elementele constructive ale dispozitivului și regimul cinematic al acestuia sînt astfel stabilite încît asigură smulgerea mazării, fără pierderi de recoltă.

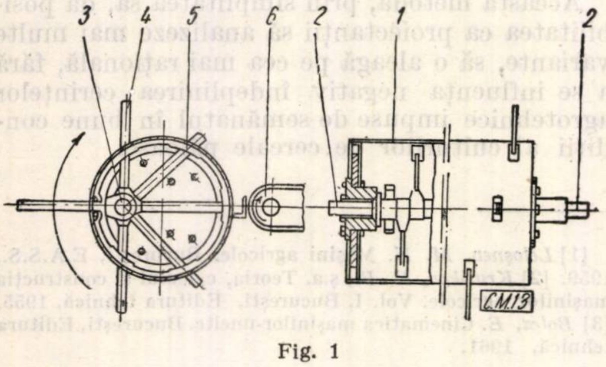


Fig. 1

1. *Cinematica dispozitivului* descris cuprinde cinematica mantalei *1* care se rotește uniform în jurul axelor sale și cinematica degetelor care au o mișcare de rotație variată în jurul axului lor. Mantaua avînd o mișcare de rotație uniformă, legile după care se mișcă sînt legile mișcării de rotație uniformă a unui corp în jurul axei sale. Mai complicate sînt legile mișcării degetelor care vor fi studiate în continuare.

Din figura 2 se vede că :

$$\varphi_1 = \varphi + \beta ;$$

$$\frac{r}{\sin \varphi_1} = \frac{h}{\sin \beta} = \frac{h}{\sin (\varphi_1 - \varphi)}, \qquad (1)$$

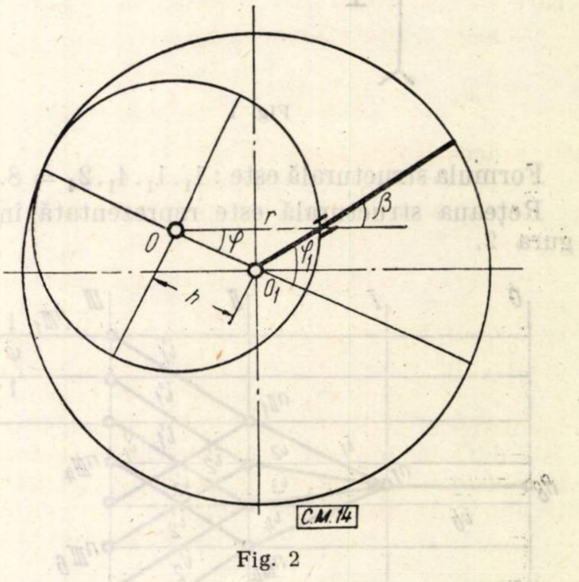


Fig. 2

de unde rezultă :

$$\operatorname{ctg} \varphi_1 = \frac{r \cos\varphi - h}{r \sin \varphi}. \qquad (2)$$

Înlocuind raportul dintre valoarea excentricității h și valoarea razei mantalei r prin λ se obține :

$$\varphi_1 = \operatorname{arc\,ctg} \frac{\cos \varphi - \lambda}{\sin \varphi}. \qquad (3)$$

Viteza unghiulară a degetelor ω_1 este :

$$\omega_1 = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d}{dt}\left[\operatorname{arc\,ctg} \frac{\cos \omega t - \lambda}{\sin \omega t}\right],$$

de unde rezultă :

$$\omega_1 = \omega \frac{1 - \lambda \cos \omega t}{1-2\lambda \cos \omega t + \lambda^2}, \tag{4}$$

în care ω este viteza unghiulară a mantalei, care este constantă.

Accelerația unghiulară a degetelor ε este :

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d}{dt}\left[\omega \frac{1 - \lambda \cos \omega t}{1 - 2\lambda \cos \omega t + \lambda^2}\right];$$

$$\varepsilon_1 = \omega^2 \frac{(\lambda^3 - \lambda) \sin \omega t}{(1 - 2\lambda \cos \omega t + \lambda^2)^2}\cdot \tag{5}$$

Viteza unui punct de pe deget V_1 (punctul care se găsește la extremitatea lui) este :

$$V_1 = l\omega_1,$$

în care l este lungimea degetului.

Înlocuind ω_1 cu valoarea din relația (4) se obține :

$$V_1 = l\omega \frac{1 - \lambda \cos \omega t}{1-2\lambda \cos \omega t + \lambda^2}\cdot \tag{6}$$

Accelerația unui punct de pe deget (punctul care se găsește la extremitatea lui) este :

— accelerația tangențială :

$$a_1\tau = l\varepsilon_1 = l\omega^2 \frac{(\lambda^3 - \lambda) \sin \omega t}{(1 - 2\lambda \cos \omega t + \lambda^2)^2}; \tag{7}$$

— accelerația normală :

$$a_{1n} = l\omega_1^2 = l\omega^2 \left(\frac{1 - \lambda \cos \omega t}{1-2\lambda \cos \omega t + \lambda^2}\right)^2\cdot \tag{8}$$

Mișcarea absolută față de sol a degetelor și a mantalei dispozitivului MRM-2,2 la unul dintre regimurile cinematice de lucru (turația dispozitivului $n = 45$ rot/min, viteza de înaintare a dispozitivului $V_M = 5$ km/h și unghiul de înclinare a dispozitivului față de sol $\alpha = 30°$) este dată în figura 3, în care curba *a* reprezintă traiectoria unui punct de pe mantaua dispozitivului care se rotește uniform, iar curba *b* reprezintă traiectoria unui punct de pe extremitatea degetelor.

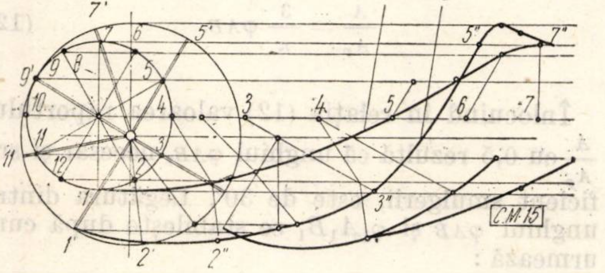


Fig. 3

Din acest grafic rezultă că, la smulsul mazării, traiectoria degetelor nu trebuie să aibă bucla în partea superioară, iar curba celor două traiectorii trebuie să fie mare.

2. *Procesul de smulgere*. Ținînd seamă de proprietatea mazării de a se prezenta ca un strat compact, smulsul, ridicarea și transportul trebuie să se facă fără distrugerea legăturilor dintre plante, în mod continuu și uniform.

În continuare se vor da cîteva elemente legate de cinematica procedeului și se va explica relația acestora cu parametrii constructivi și funcționali ai dispozitivului, elemente care asigură un randament ridicat și un lucru de calitate superioară.

Prima problemă care se pune este aceea care răspunde la întrebarea : care trebuie să fie parametrii constructivi și regimul cinematic al dispozitivului care să asigure smulsul, ridicarea și descărcarea stratului de mazăre ca atare, fără acțiuni mecanice dăunătoare care ar da naștere la pierderi ?

Pentru a răspunde la această întrebare, procedeul a fost studiat în trei zone, redate în figura 4, după cum urmează :

— zona de smulgere, situată în partea cea mai de jos a stratului, pe o înălțime de 0—5 cm de la suprafața solului, este zona în care dispozitivul desprinde stratul de sol, prin rupere :

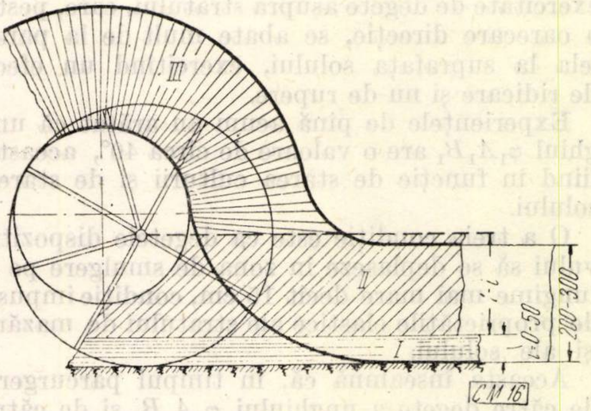


Fig. 4

— zona de ridicare, limitată în partea inferioară de zona de smulgere, continuînd pînă la nivelul în care degetele dispozitivului ocupă o poziție paralelă cu suprafața solului ; în această zonă, degetele execută ridicarea stratului, efectul de smulgere fiind mic, sau chiar lipsind ;

— zona de transport, limitată de zona de ridicare și de poziția transportului pe care se face descărcarea materialului ; în această zonă, dispozitivul lucrează ca transportor.

Condițiile care asigură o desprindere bună a stratului de sol sînt :

— degetele să se găsească în zona de smulgere — nu mai sus — cu mențiunea că mai aproape de sol execută o smulgere mai bună ;

— să se găsească în zona de smulgere sub unghi activ, limitat de poziția verticală, cînd încep să smulgă, şi cu o oarecare înclinaţie faţă de sol, cînd efectul de smulgere este înlocuit de cel de ridicare — unghiul activ $\varphi_1 A_1 B_1$ (fig. 5).

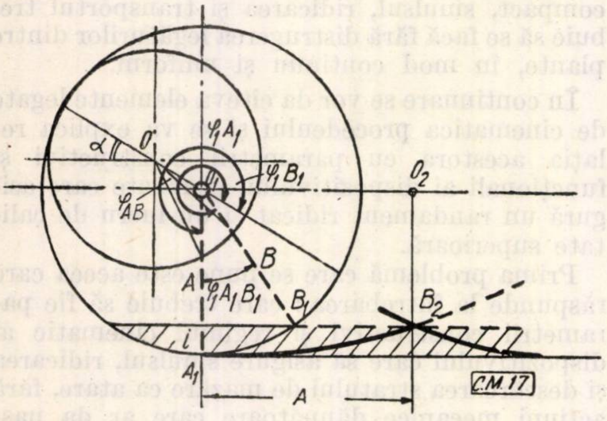


Fig. 5

Începutul smulgerii este legat de forţa de frecare a stratului de mazăre pe degete. În poziţia verticală a degetelor forţa de frecare devine suficient de mare, pentru ca plantele să poată fi antrenate, respectiv rupte, de la suprafaţa solului.

Sfîrşitul smulgerii este dat de direcţia forţei exercitate de degete asupra stratului, care, peste o oarecare direcţie, se abate mult de la paralela la suprafaţa solului, exercitînd un efect de ridicare şi nu de rupere.

Experienţele de pînă acum au arătat că unghiul $\varphi_1 A_1 B_1$ are o valoare de circa 40°, aceasta fiind în funcţie de starea culturii şi de starea solului.

O a treia condiţie este ca degetele dispozitivului să se deplaseze în zona de smulgere pe o lungime mai mare decît 15 cm, condiţie impusă de proprietăţile elastice ale stratului de mazăre şi ale solului.

Aceasta înseamnă că, în timpul parcurgerii de către degete a unghiului $\varphi_1 A_1 B_1$ şi de către cilindru a unghiului φAB (fig. 5), dispozitivul trebuie să se deplaseze faţă de sol pe o lungime A (fig. 5) mai mare decît 15 cm, care reprezintă proiecţia traiectoriei degetului în zona smulgerii. Dacă cinematica dispozitivului nu asigură această lungime, plantele nu se rup în timpul în care degetele parcurg unghiul $\varphi_1 A_1 B_1$; ele se rup numai parţial, se distrug legăturile dintre plante, iar ca efect se produc pierderi exagerate.

În baza condiţiilor amintite pot fi stabilite relaţiile care leagă elementele constructive ale dispozitivului de elementele funcţionale, după cum urmează:

Din figura 5 rezultă:

$$i = l\,(1 - \cos\varphi_1 A_1 B_1), \tag{9}$$

în care l este lungimea degetului smulgătorului; i — înălţimea zonei de smulgere.

Lungimea A, cînd dispozitivul se deplasează cu viteza V_M, va fi:

$A = V_M\, t_s$, în care t_s este timpul necesar degetelor pentru a parcurge unghiul $\varphi_1 A_1 B_1$, respectiv unghiul φAB.

Cunoscînd viteza unghiulară ω a dispozitivului constantă se poate determina valoarea timpului t_s:

$$t_s = \frac{\varphi_{AB}}{\omega}.$$

Avînd valoarea lui t_s se poate determina valoarea lui A:

$$A = V_M \frac{\varphi_{AB}}{\omega}. \tag{10}$$

Din această formulă rezultă că valoarea lungimii A depinde de unghiul φ_{AB}, deci de parametrii constructivi ai dispozitivului şi de regimul cinematic al acestuia.

Lungimea porţiunii de smulgere A_p care revine unui rînd de degete ale dispozitivului este:

$$A_p = \frac{V_M \times 60}{n \times 6} = \frac{10\, V_M}{n}, \tag{11}$$

în care n este numărul de rotaţii pe minut ale dispozitivului.

Raportul $\frac{A}{A_p}$ arată în ce măsură zona de smulgere este măturată de degete. Condiţia necesară şi suficientă pentru a se efectua smulgerea este ca $\frac{A}{A_p} \geqslant 0{,}5$. Atunci cînd acest raport este mai mic decît 0,5 rămîn porţiuni din zona smulgerii nemăturate de degete, cînd este egal cu 0,5, la ieşirea unui rînd de degete intră următorul, iar cînd raportul este mai mare decît 0,5 următorul rînd de degete acţionează şi în porţiunea în care a acţionat precedentul, ajungînd ca la valoarea 1 suprafaţa să fie măturată de două rînduri de degete. Unghiul φ_{AB} şi raportul $\frac{A}{A_p}$ sînt legate prin relaţia:

$$\frac{A}{A_p} = \frac{3}{\pi}\, \varphi AB. \tag{12}$$

Înlocuind în relaţia (12) valoarea raportului $\frac{A}{A_p}$ cu 0,5 rezultă că unghiul φ_{AB}, necesar şi suficient smulgerii, este de 30°. Legătura dintre unghiul φ_{AB} şi $\varphi_1 A_1 B_1$ se stabileşte după cum urmează:

Din figura 4 rezultă:

$$\varphi_1 A_1 = 360° - (90° - \alpha) = 270° + \alpha;$$

$$\varphi_1 B_1 = 360° - (90° - \alpha) + \varphi_1 A_1 B_1 =$$

$$= 270° + \alpha + \varphi_1 A_1 B_1.$$

Din relațiile (1) și (2) se cunoaște că:

$$\varphi A = \varphi_1 A_1 - \text{arc}\ \sin(\lambda \sin\varphi_1 A_1);$$

$$\varphi B = \varphi_1 B_1 - \text{arc}\ \sin(\lambda \sin\varphi_1 B_1);$$

$$\varphi AB = \varphi B - \varphi A = \varphi_1 B_1 - \varphi_1 A_1 - \text{arc}\sin(\lambda \sin\varphi_1 A_1) + \text{arc}\sin(\lambda \sin\varphi_1 B_1);$$

$$\varphi AB = \varphi_1 A_1 B_1 - \text{arc}\sin[\lambda \sin(\alpha + \varphi_1 A_1 B_1)] + \text{arc}\sin(\lambda \sin\alpha). \quad (13)$$

Din această relație se poate trage concluzia că unghiul φAB este funcție de unghiul $\varphi_1 A_1 B_1$, unghiul α (unghiul sub care lucrează dispozitivul față de sol), și de valoarea λ (raportul dintre dezaxarea h și raza mantalei r).

Valoarea λ se alege astfel încît unghiul φAB să fie de minimum 30°.

Din relațiile (11) și (12) se determină raportul dintre viteza de înaintare V_M și numărul de rotații în unitatea de timp a dispozitivului, astfel:

$$A = A_p \frac{3}{\pi} \varphi AB = \frac{10\,V_M}{n} \frac{3}{\pi} \varphi AB.$$

Înlocuind valoarea lu $A = 15$ cm și a unghiului $\varphi AB = 30°$, valori dovedite prin experiențe ca necesare și suficiente, se obține:

$$\frac{V_M}{n} = 0{,}03 \quad \text{sau} \quad \frac{V_M}{\omega} = 0{,}3, \qquad (14)$$

în care n este turația dispozitivului, rot/min; ω — viteza unghiulară a mantalei dispozitivului, rad/s.

Relația (14) arată că, pentru diferite viteze periferice ale degetelor, raportul $\frac{V_M}{n}$, respectiv $\frac{V_M}{\omega}$, trebuie să rămînă constant pentru ca degetele să poată efectua smulgerea plantelor.

Deoarece valorile acestui raport au fost calculate luînd distanța A și unghiul φAB ca necesare și suficiente, acestea pot fi considerate ca valori minime. Relația (14) arată, de asemenea, necesitatea creării mai multor trepte de turație a dispozitivului, cînd se lucrează cu acesta la viteze de înaintare diferite.

Zona de ridicare în care dispozitivul exercită asupra stratului de mazăre o acțiune de ridicare este condiționată de următoarele:

— componența verticală a vitezei absolute a degetelor în zona de ridicare trebuie să fie egală cu viteza de înaintare a mașinii, pentru ca stratul să poată fi ridicat fără acțiuni mecanice dăunătoare;

— începutul ridicării: punctul B_1 (fig. 6) trebuie să corespundă cu punctul de viteză maximă a degetelor și să se găsească la o înălțime față de sol mai mică decît înălțimea zonei stratului în care nu se găsesc păstăi (sau se găsesc într-un procent mic, de 1—2 %). Relația dintre viteza de înaintare și viteza degetelor se determină după cum urmează:

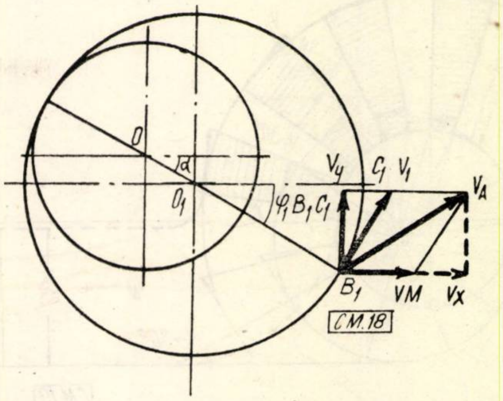


Fig. 6

Din figura 6 rezultă:

$$\overline{V}_1 + \overline{V}_M = \overline{V}_A = V_x + V_y,$$

de unde:

$$V_y = V_1 \cos \varphi_1 B_1 C_1.$$

Așa cum rezultă din condițiile arătate $V_y = V_M$ și

$$\frac{V_M}{V_1} = \cos\varphi_1 B_1 C_1. \qquad (15)$$

Pentru ca începutul ridicării să corespundă cu punctul de viteză maximă a degetelor, unghiul $\varphi_1 B_1 C_1$ trebuie să fie egal cu unghiul α, rezultînd:

$$\frac{V_M}{V_{1\,max}} = \cos\alpha. \qquad (16)$$

Deoarece zona fără păstăi a straturilor de mazăre are înălțimi diferite, de la caz la caz, se impune ca dispozitivul să fie prevăzut cu posibilități de reglare a unghiului α.

Ținînd seamă de înălțimea zonelor fără păstăi, care ajunge pînă la 10 cm, și de faptul că unghiul α trebuie să fie complementul unghiului $\varphi_1 A_1 B_1$, unghiul α va trebui să varieze între 30 și 50°.

Practic, unghiul α se alege în așa fel încît să se asigure o smulgere bună și o ridicare bună.

Din relația (16) rezultă de asemenea concluzia că, pentru aceeași viteză $V_{1\,max}$, viteza de deplasare a dispozitivului V_M trebuie să fie diferită, mai mare la valori mai mici ale unghiului α și mai mică la valori mai mari ale acestuia.

Zona de transport se caracterizează prin aceea că dispozitivul îndeplinește funcția de transportor al stratului de mazăre smuls.

Regimul cinematic care asigură transportul și descărcarea stratului în condiții bune este :

— planul vitezelor degetelor trebuie să se încadreze în planul vitezelor stratului de mazăre, strat care se transportă de către manta în jurul centrului O, așa cum se vede în figura 7. Această condiție este posibilă deoarece unghiul dintre direcțiile celor două viteze este mic ;

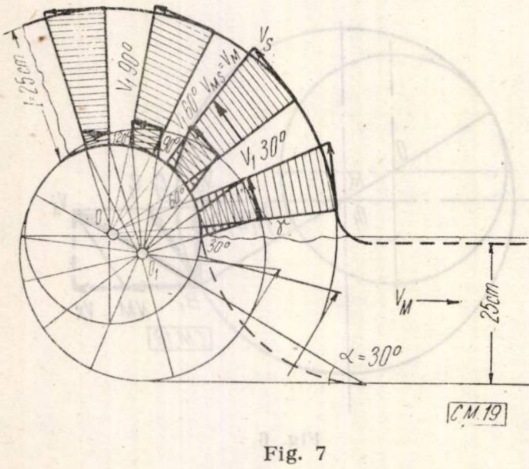


Fig. 7

— viteza medie a stratului de mazăre în zona de transport trebuie să fie aproximativ egală cu viteza de înaintare a dispozitivului, adică :

$$R_s \times \omega \cong V_M;$$

$$R_s = r + \frac{I}{2}, \tag{17}$$

în care I este înălțimea stratului de mazăre.

Din relația (17) rezultă că pentru același diametru al mantalei, la straturi cu înălțime mai mare, dispozitivul se poate deplasa cu viteze mai mari. Experiențele au arătat că această relație este valabilă atunci cînd în stratul de mazăre se lucrează cu înălțimi mai mari (250—400 mm).

Stratul de mazăre este smuls și descărcat ca atare dacă regimul cinematic satisface cerințele din cele trei zone, adică dacă este îndeplinită relația :

$$V_M = \frac{A_p n}{10} = \frac{A\omega}{\varphi_{AB}} = V_{1\ max} \cos\alpha \cong \left(r + \frac{I}{2} \right) \omega, \tag{18}$$

în care :

$$V_1 = \frac{l}{1-\lambda}\,\omega.$$

În vederea obținerii unui randament maxim în lucru și a unor pierderi reduse de recoltă, parametrii dispozitivului se aleg astfel încît să satisfacă relația (18).

Trebuie arătat că procesul de lucru este legat atît de distanța dintre degete, pe rînd (considerat pe generatoarea cilindrului), cît și de repartizarea degetelor pe cilindru.

Experiențele au arătat că distanța medie dintre degete, pe rînd, pentru culturile de mazăre din țara noastră, trebuie să fie cuprinsă între limitele 150 și 180 mm. Valorile mai mici asigură un efect de smulgere mai activ, fiind recomandate pentru culturi de mazăre cu talie mai mică, în care stratul nu este atît de bine legat. În culturi normale, rezultate bune a dat distanța de 180 mm care asigură smulgerea mazării, buruienile rămînînd nesmulse.

Concluzii

Din cele expuse se pot sintetiza următoarele :

1. Dispozitivul funcționează respectînd zona de smulgere atunci cînd se deplasează la suprafața solului, pe o înălțime nu mai mare decît 5 cm. Pentru aceasta se impune echiparea dispozitivului cu mijloace de copiere a denivelărilor solului, care să-l mențină în timpul lucrului în zona 0—5 cm.

2. Pentru a putea lucra cu pierderi minime în culturi cu diferite grade de cădere, dispozitivul trebuie prevăzut cu posibilități de reglare a unghiului α în limitele 30—50°.

3. Deoarece variația unghiului α impune variația vitezei de înaintare, dispozitivul va trebui echipat cu mai multe trepte de turație, una fiind mai mare decît cealaltă cu 30 %.

Folosind în practică dispozitivul cu posibilitățile de reglaj arătate, se obține un lucru de calitate la viteze mari de înaintare (5—9 km/h), recoltarea făcîndu-se cu pierderi de recoltă sub 1 %.

TEHNOLOGIE

CZ 621.643.411.4 : 656.56 : 621.751

Trasarea pieselor fasonate la conductele metalice sudate (I)

Ing. AMEDEU ORĂNESCU
Institutul politehnic – Galați

In cazul conductelor de diametre mari este necesar ca trasarea conductei și, bineînțeles, îndoirea ulterioară a conductei să se facă cît mai exact.

1. *Calculul unghiurilor între tronsoane de conducte.* Atunci cînd se cunoaște profilul longitudinal prin conductă și proiecția în planul orizontal, se procedează astfel:

Se știe că profilul longitudinal prin conductă se desenează rabătînd tronsoanele pe un plan vertical $y\,O\,z$, față de un sistem rectangular de coordonate $O\,x\,y\,z$, $x\,O\,y$ fiind în plan orizontal și originea O la o extremitate a primului tronson (fig. 1).

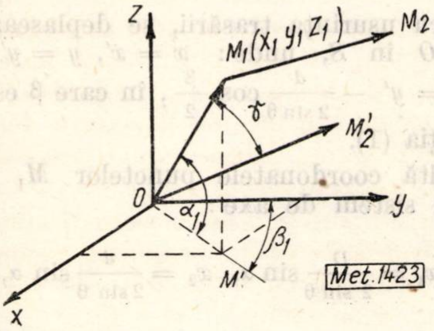


Fig. 1

Se consideră două tronsoane $\overline{OM_1}$ și $\overline{M_1M_2}$ de lungime unitară; unghiul γ dintre $\overline{OM_1}$ și $\overline{M_1M_2}$ este același cu unghiul γ dintre $\overline{OM_1}$ și $\overline{OM_2'}$, vectorul liber $\overline{M_1M_2}$ fiind egal cu $\overline{OM_2'}$. Notînd cu x_1, y_1, z_1; x_2, y_2, z_2 componentele vectorilor unitari OM_1 și OM_2 rezultă:

$$\cos\ \gamma = \overline{OM_1}\cdot\overline{OM_2} = x_1x_2 + y_1y_2 + z_1z_2. \qquad (1)$$

Dacă unghiurile α_1 și α_2 se citesc direct în profilul longitudinal, deoarece prin rabatere ele se păstrează, și unghiurile β_1 și β_2 se citesc în proiecția orizontală a conductelor (care trebuie să însoțească profilul longitudinal prin conductă), rezultă succesiv:

$$\cos\alpha_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}\ ;\ x_1 = y_1 \operatorname{tg}\beta_1\ ;\ z_1 = \sin\alpha_1$$

$$\cos\alpha_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}\ ;\ x_2 = y_2 \operatorname{tg}\beta_2\ ;\ z_2 = \sin\alpha_2.$$

Din acest sistem de ecuații se pot determina cele șase necunoscute x_1, y_1, z_1; x_2, y_2, z_2 în funcție de α_1, α_2 și β_1, β_2, și anume:

$$\cos\alpha_1 = \sqrt{y_1^2 \operatorname{tg}^2\beta_1 + y_1^2} = \frac{y_1}{\cos\beta_1}$$

sau $y_1 = \cos\alpha_1\cos\beta_1$ și $y_2 = \cos\alpha_2\cos\beta_2$
$x_1 = y_1 \operatorname{tg}\beta_1 = \cos\alpha_1\sin\beta_1$ și $x_2 = \cos\alpha_2\sin\beta_2$.

Înlocuind aceste valori în ecuația (1), rezultă:

$$\cos\gamma = \cos\alpha_1\sin\beta_1\cos\alpha_2\sin\beta_2 + \\ + \cos\alpha_1\cos\beta_1\cos\alpha_2\cos\beta_2 + \sin\alpha_1\sin\alpha_2$$

sau:

$$\cos\gamma = \cos\alpha_1\cos\alpha_2(\sin\beta_1 + \sin\beta_2 + \\ + \cos\beta_1\cos\beta_2) + \sin\alpha_1\sin\alpha_2$$

sau:

$$\cos\gamma = \cos\alpha_1\cos\alpha_2\cos(\beta_1 - \beta_2) + \sin\alpha_1\sin\alpha_2$$

sau:

$$\cos\gamma = \cos\alpha_1\cos\alpha_2\cos\beta + \sin\alpha_1\sin\alpha_2,$$

în care:

$\beta_1 - \beta_2 = \beta$, adică unghiul dintre cele două tronsoane de conducte, citit în proiecție orizontală.

Pentru determinarea cotului (punctul 3) se va lua în considerație unghiul γ (sau suplimentul său).

Se cunoaște proiecția conductei în planul vertical și în planul orizontal. Acest caz se întîlnește, de exemplu, în vecinătatea stațiilor de pompare și datele se citesc în planurile de amplasare a stației.

Se presupune un tronson de conductă $\overline{ON}$ în planul orizontal și că conducta urcă pe un taluz, unde noul tronson este $\overline{NM} = \overline{OM},'$ a cărui proiecție în plan orizontal se suprapune peste $\overline{ON}$. Se admite că planul vertical $y\,O\,z$ conține linia de cea mai mare pantă a taluzului și se cere unghiul γ între cele două tronsoane, $\overline{ON}$ și $\overline{NM}$; în figura 2 a fost notată, prin $\overline{OM_1}$, proiecția lui $\overline{OM'}$, în planul de cea mai mare pantă, unghiul α_1 se citește din planul secțiunii verticale prin stație, iar unghiul α_2 în proiecția orizontală, în planul de amplasare a stației (secțiune sau vedere orizontală).

Se poate scrie succesiv :

$$\mathrm{tg}\,\alpha_1 = \frac{M_1M_1'}{OM_1'},\ \mathrm{tg}\,\gamma = \frac{M'M''}{OM''},\ \cos\alpha_2 = \frac{OM_1'}{OM''}$$

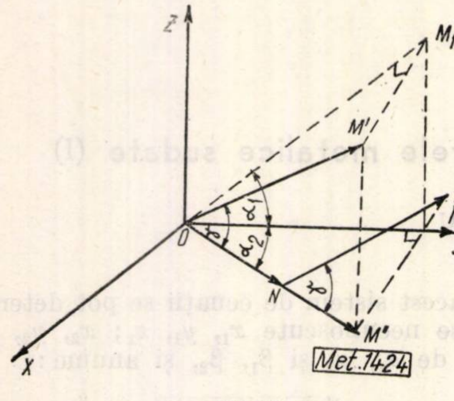


Fig. 2

adică :

$$\frac{\mathrm{tg}\,\gamma}{\mathrm{tg}\,\alpha_1} = \frac{M'M''}{OM''}\cdot\frac{OM_1'}{M_1M_1'} = \frac{OM_1'}{OM''}$$

deoarece $M'M'' = M_1M_1'$. Rezultă :

$$\frac{\mathrm{tg}\,\gamma}{\mathrm{tg}\,\alpha_1} = \cos\alpha_2 \quad \text{sau} \quad \mathrm{tg}\gamma = \mathrm{tg}\,\alpha_1 \cos\alpha_2.$$

2. *Calculul difuzorului simetric.* Se pune foarte frecvent problema trecerii de la o secțiune la alta, respectiv de la un diametru D la alt diametru d. Aceasta se face cu ajutorul unui difuzor simetric, tronconic (fig. 3). Bazele $A\,D\,A$ și $B\,C\,B$ vor fi, pe tabla desfășurată, arce de cerc, întrucît toate punctele de pe ele sînt la aceeași distanță față de vîrful conului.

Presupunînd cunoscute D, d și θ, rezultă : $\mathrm{tg}\theta = \frac{D-d}{2\,L}$ sau $L = \frac{D-d}{2\,\mathrm{tg}\,\theta}$, unde s-a notat cu L lungimea (măsurată pe ax) difuzorului.

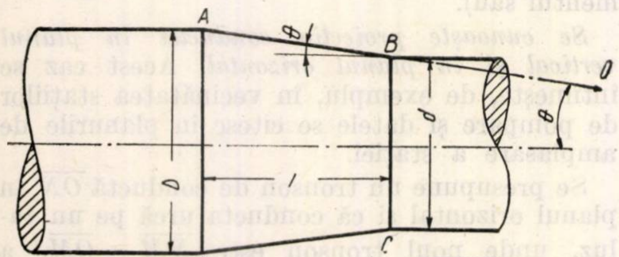


Fig. 3

Din figura 4 rezultă : $\pi D = \text{arc } A\,D\,A = O\,A\,\beta$, unde OA este generatoarea conului, adică $OA = \frac{D}{2\sin\theta}$ și deci :

$$\pi D = \frac{D}{2\sin\theta}\beta, \text{ adică : } \beta = 2\pi \sin\theta. \quad (1)$$

Pentru trasaj, este bine să se folosească coordonatele carteziene $x'\,O\,y'$; în acest caz, pentru punctele curente M_1 și M_2 rezultă :

$$x_1' = OM_1 \sin\alpha,\ x_2' = OM_2 \sin\alpha,\ y_1' = OM_1 \cos\alpha,$$

$$y_2' = OM_2 \cos\alpha, \text{ în care :}$$

$$OM_1 = OA = \frac{D}{2\sin\theta},\ OM_2 = \frac{d}{2\sin\theta}.$$

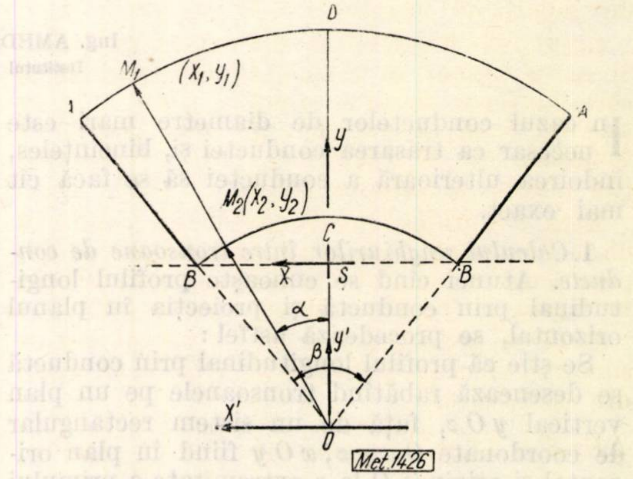


Fig. 4

Pentru ușurința trasării, se deplasează originea O în S, unde : $x = x'$, $y = y' - OB \cos\frac{\beta}{2} = y' - \frac{d}{2\sin\theta}\cos\frac{\beta}{2}$, în care β este dat de relația (1).

Rezultă coordonatele punctelor M_1 și M_2 în noul sistem de axe :

$$x_1 = \frac{D}{2\sin\theta}\sin\alpha,\ x_2 = \frac{d}{2\sin\theta}\sin\alpha,$$

$$y_1 = \frac{D\cos\alpha - d\cos\frac{\beta}{2}}{2\sin\theta},\ y_2 = \frac{d\left(\cos\alpha - \cos\frac{\beta}{2}\right)}{2\sin\theta} \quad (2)$$

În relația (2) θ se cunoaște, iar β rezultă din relația (1). Se pot determina deci coordonatele punctelor M_1 și M_2 dacă se alege arbitrar unghiul α $\left(\text{variabil între valoarea } \alpha = 0 \text{ și } \alpha = \frac{\beta}{2}\right)$.

Construcția sub această formă este utilă numai dacă razele cercurilor sînt prea mari, pentru ca arcele de cerc să poată fi trasate cu un compas (sau un mecanism înlocuitor). În caz contrar este necesar să se traseze numai extremitățile arcelor de cerc.

Pentru stațiile de pompare se utilizează în mod obișnuit relația : $\mathrm{tg}\vartheta = \frac{1}{12}$.

3. *Calculul coturilor*. În cele ce urmează se va calcula cotul arătat în figura 5, la care se presupune că sînt cunoscute:

— unghiul total α al cotului (impus de considerații geometrice, de schimbare a direcției de scurgere);

— diametrul D al conductei ce trebuie cotită;

— raza R a cotului, impusă de considerații practice, în funcție de pierderile de presiune admisibile în cot și, deseori de considerații de gabarit al instalației.

Cotul va fi executat din tronsoane (clini) al căror număr se calculează din unghiul β, corespunzător fiecărui tronson. Este bine ca unghiul β să fie suficient de mic, pentru ca scurgerea să se facă mai puțin turbulentă (de obicei, se admite $\beta \leqslant 10°$).

Este avantajos ca tronsonul de conductă de la începutul și de la sfîrșitul cotului să cuprindă cîte o jumătate de clin, așa cum se vede în figura 5 (pentru unghiul în O : $\beta/2$).

Dacă se proiectează clinul pe planul său de simetrie, se obțin punctele A, B, E, F, G (fig.6) din asemănarea:

$\Delta EBF \sim \Delta Eab$, se poate scrie $\frac{Eb}{EF} = \frac{x}{BF}$, unde:

$Eb = \frac{D}{2}\sin\varphi$ (secțiunea din stînga), $EF = \frac{D}{2}$,

$BF = \frac{D}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}$. Rezultă că: $x = \frac{D}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\sin\varphi$,

în care D și β sînt constante. În desfășurare, unghiurile φ sînt alese arbitrar la intervale egale (ce corespund arcelor egale pe cercul mediu al clinului).

Așa cum se vede, x este calculat de la cercul mediu al clinului ce se proiectează în figura 6 prin segementul GF.

Se observă că numărul de intervale în care trebuie împărțită lungimea medie a clinului trebuie să fie multiplu de patru, deoarece, în primul rînd, BFC este axă de simetrie pentru clinul desfășurat, iar în al doilea rînd, simetria

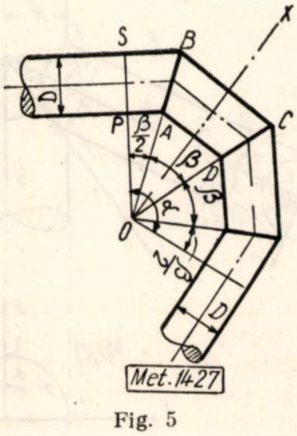


Fig. 5

triunghiului EBF cu EAG arată că la fiecare valoare pozitivă x, corespunde o valoare x' negativă (care trebuie tăiată sub cercul mediu proiectat în FG).

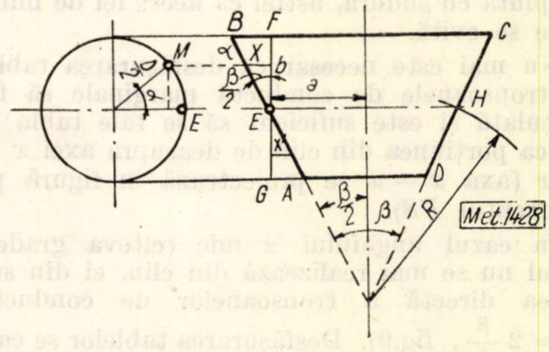


Fig. 6

Dacă se divide în opt intervale (fig.7), este suficient să se calculeze:

$$x_1 = \frac{D}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\sin 45° \text{ și } x_2 = \frac{D}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2},$$

pentru ca desfășurarea întregului clin să fie rezolvată. Bineînțeles, conturul $DHCH'D$ este simetric față de axa $x - x$ cu conturul $AEBE'A$.

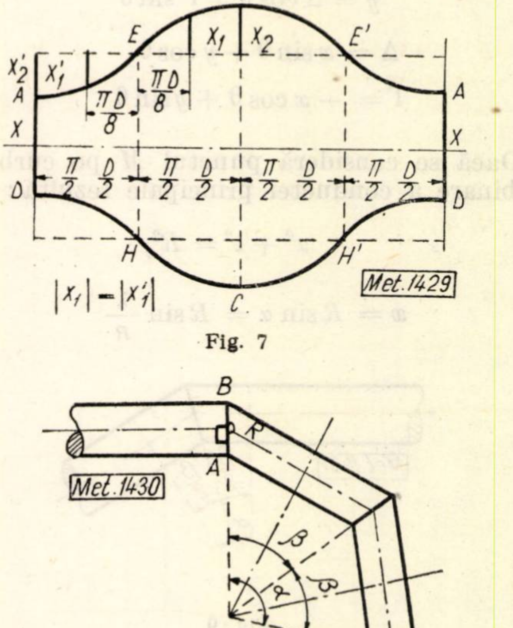


Fig. 7

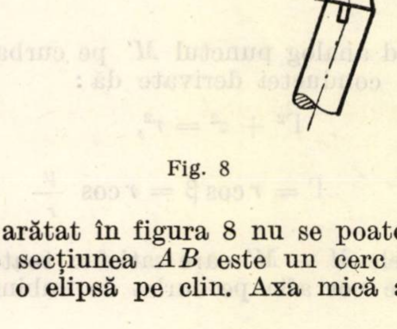


Fig. 8

Cotul arătat în figura 8 nu se poate realiza deoarece secțiunea AB este un cerc pe conductă și o elipsă pe clin. Axa mică a elipsei (care se proiectează în R) fiind mai mică decît diametrul cercului, care este AB, diferența $AB - AB\cos\frac{\beta}{2} = AB\left(1 - \cos\frac{\beta}{2}\right)$ ar trebui umplută cu sudură, astfel că acest fel de îmbinare se evită.

Nu mai este necesar ca desfășurarea tablei la tronsoanele de conductă marginale să fie calculată și este suficient să se taie tabla la fel ca porțiunea din clin de deasupra axei $x - x$ (axa $x - x$ se proiectează în figură pe segmentul PS).

În cazul unghiului α mic (cîteva grade), cotul nu se mai realizează din clin, ci din sudarea directă a tronsoanelor de conductă ($\alpha = 2\frac{\beta}{2}$, fig.9). Desfășurarea tablelor se calculează în același mod.

4. *Calculul bifurcațiilor; bifurcația oblică.* Dacă se consideră axele Oxy în planul secțiunii longitudinale a conductei principale și oz perpendiculară pe el și se rotesc aceste axe cu unghiul $\frac{\pi}{2} - \theta$ în jurul lui oz pentru a se suprapune cu axele $\Delta O\Gamma$, care orientează secțiunea longitudinală a conductei derivate, rezultă:

$$\begin{aligned} x &= \Delta\sin\theta - \Gamma\cos\theta \\ y &= \Delta\cos\theta + \Gamma\sin\theta \end{aligned} \qquad (1)$$

$$\begin{aligned} \Delta &= x\sin\theta + y\cos\theta \\ \Gamma &= -x\cos\theta + y\sin\theta \end{aligned} \qquad (2)$$

Dacă se consideră punctul M pe curba de îmbinare a conductei principale rezultă:

$$x^2 + z^2 = R^2, \qquad (3)$$

$$x = R\sin\alpha = R\sin\frac{\lambda}{R} \qquad (4)$$

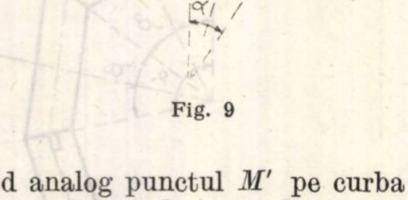


Fig. 9

În mod analog punctul M' pe curba de îmbinare a conductei derivate dă:

$$\Gamma^2 + z^2 = r^2, \qquad (5)$$

$$\Gamma = r\cos\beta = r\cos\frac{\mu}{r} \qquad (6)$$

Punctele $M \equiv M'$ care satisfac toate aceste ecuații se vor afla pe curba de îmbinare.

Desfășurarea cilindrului mare se efectuează astfel:

Dacă se elimină z^2 din relațiile (3) și (5) rezultă: $x^2 - \Gamma^2 = R^2 - r^2$, iar din relațiile (2): $\Gamma = -x\cos\theta + y\sin\theta$, în care se elimină Γ:

$$x^2 - (-x\cos\theta + y\sin\theta)^2 = R^2 - r^2 \text{ sau:}$$

$$x^2 - x^2\cos^2\theta - y^2\sin^2\theta + xy\sin 2\theta = R^2 - r^2.$$

Se observă că, în desfășurare, coordonatele secțiunii tăiate sînt λ și y, deci se va înlocui x cu valoarea dată de relația (4):

$x = R\sin\frac{\lambda}{R}$, obținîndu-se:

$$R^2\sin^2\frac{\lambda}{R}\sin^2\theta - y^2\sin^2\theta + yR\sin\frac{\lambda}{R}\sin 2\theta = R^2 - r^2$$

sau:

$$y^2 - 2R\sin\frac{\lambda}{R}\operatorname{ctg}\theta y - R^2\sin^2\frac{\lambda}{R} + \frac{R^2-r^2}{\sin^2\theta} = 0, \qquad (7)$$

adică:

$$y = \frac{1}{\sin\theta}\left[R\sin\frac{\lambda}{R}\cos\theta \pm \sqrt{R^2\sin^2\frac{\lambda}{R}\cos^2\theta + R^2\sin^2\frac{\lambda}{R}\sin^2\theta - (R^2 - r^2)}\right]$$

sau:

$$y = \frac{1}{\sin\theta}\left[R\sin\frac{\lambda}{R}\cos\theta \pm \sqrt{R^2\sin^2\frac{\lambda}{R} - (R^2 - r^2)}\right] \qquad (7')$$

Trasarea conturului de intersecție pe tabla desfășurată a cilindrului mare (fig.11) se efectuează astfel:

Dacă se alege arbitrar λ, din formula (7′) rezultă două valori pentru y; axa Oy se obține

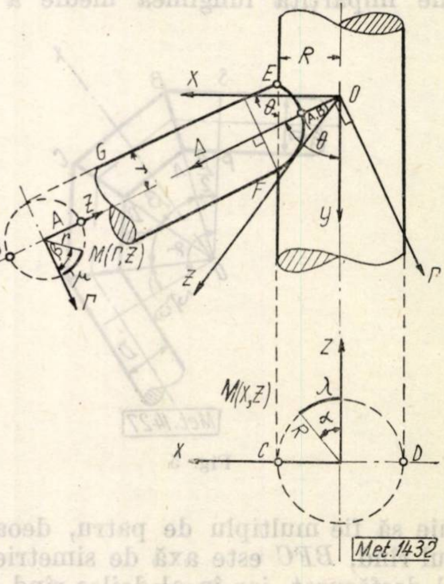


Fig. 10

intersectînd cilindrul mare cu un plan axial yOz, iar axa $O\lambda$, cu o perpendiculară pe ea dusă din O. Cea mai mică valoare pentru λ se obține prin anularea radicalului. Punctul S astfel

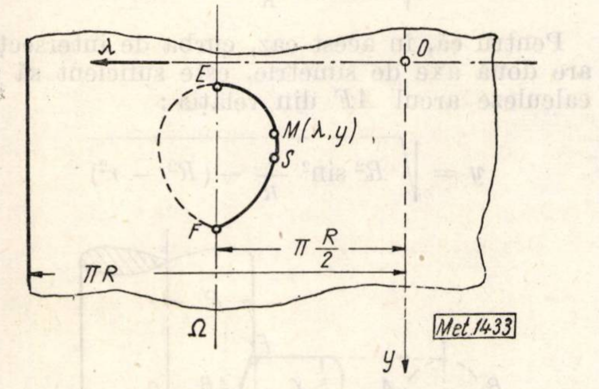


Fig. 11

obținut se află pe tangenta la curba de intersecție, paralelă cu Oy. Obținem această valoare din:

$\sin\dfrac{\lambda}{R} = \dfrac{\sqrt{R^2-r^2}}{R}$ ($\sin\dfrac{\lambda}{R}$ este întotdeauna pozitiv, deoarece $\alpha < \pi$),

sau $\lambda_{min} = R \arc\sin\dfrac{\sqrt{R^2-r^2}}{R}$. Din formula (7) rezultă:

$Y_m = \dfrac{\sqrt{R^2-r^2}}{\operatorname{tg}\theta}$ în care s-a notat prin Y_m valoarea corespunzătoare a lui y, pentru $\lambda = \lambda_{min}$.

Curba de intersecție fiind simetrică față de axa Ω, este suficient să se calculeze jumătate din ea (desenată în figură cu linie plină).

În acest mod se limitează valoarea lui α la $\dfrac{\pi}{2}$ și deci maximul valorilor lui λ corespunde punctelor E și F, adică în formula (7'):
$\sin\alpha = \sin\dfrac{\lambda}{R} = 1$, obținîndu-se valorile lui y pentru punctele E și F:

$$yE = \frac{R}{\operatorname{tg}\theta} - \frac{r}{\sin\theta}$$

(ar putea fi și negativ, dacă $R\cos\theta < r$, fig. 10) și $y_F = \dfrac{R}{\operatorname{tg}\theta} + \dfrac{r}{\sin\theta}$.

Din cele arătate rezultă și segmentul $\overline{EF}$, dat de:

$$\overline{EF} = y_F - y_E = \frac{2r}{\sin\theta}.$$

Această formulă putea fi găsită și direct (fig. 10).

Pentru desenarea curbei de intersecție nu este esențial să se cunoască poziția exactă a originii O; ea trebuie cunoscută doar pentru amplasarea exactă a conductei pe traseu.

Pentru desfășurarea cilindrului mic se procedează ca în cazul precedent, deoarece, în desfășurare va trebui să existe o legătură între coordonatele Δ și μ; în relația anterioară $x^2 - \Gamma^2 = R^2 - r^2$ se înlocuiește x cu valoarea lui din relația (1): $x = \Delta\sin\theta - \Gamma\cos\theta$ și $\Gamma = r\cos\dfrac{\mu}{r}$ din relația (6). Se obține:

$$\Delta^2\sin^2\theta + r^2\cos^2\frac{\mu}{r}\cos^2\theta - 2\Delta r\sin\theta\cos\theta\frac{\mu}{r} - r^2\cos^2\frac{\mu}{r} = R^2 - r^2$$

sau:

$$\Delta^2 - 2\Delta r\cos\frac{\mu}{r}\operatorname{ctg}\theta - r^2\cos^2\frac{\mu}{r} - \frac{R^2-r^2}{\sin^2\theta} - 0, \quad (8)$$

adică o formulă analogă cu relația (7), în care se înlocuiește y cu Δ, r cu R (și reciproc) și $\sin\dfrac{\lambda}{R}$ cu $\cos\dfrac{\mu}{r}$.

Rezultă:

$$\Delta = \frac{1}{\sin\theta}\cdot\left[r\cos\frac{\mu}{r}\cos\theta \pm \pm\sqrt{r^2\cos^2\frac{\mu}{R} - (r^2 - R^2)}\right]. \quad (8')$$

Pentru trasarea conturului de intersecție pe tabla desfășurată a cilindrului mic se desfășoară cilindrul mic pe un plan tangent la el pe generatoarea EG și se consideră originea lui μ aceeași cu a lui β (axa Δ trece prin F).

Întrucît Δ nu poate fi negativ (din cauză că $r < R$), se ia în formula (8') numai semnul $+$ înaintea radicalului. Se iau valori arbitrare pentru μ (în intervalul $0 < \beta < \pi$ din cauza simetriei curbei de intersecție față de Δ și deci $0 < \mu < r\pi$, dacă în formula (8) arcele sînt exprimate în radiani sau $0 < \mu < 180\,r$ dacă sînt exprimate în grade). Din formula (8') rezultă Δ. Dacă se înlocuiește μ cu $-\mu$ se vede în formula (8'), că curba de intersecție este simetrică față de Δ.

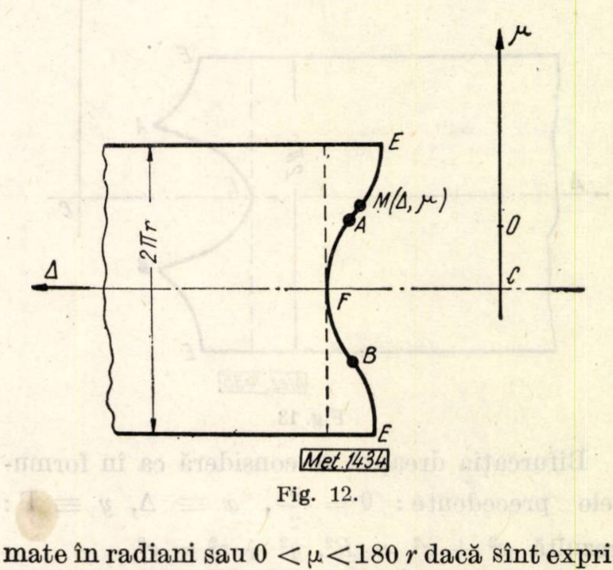


Fig. 12.

Abscisa punctului F se obţine considerînd în formulă $\mu = 0$,

$$\Delta_{max} = \frac{r}{\operatorname{tg}\theta} + \frac{R}{\sin\theta}\cdot$$

Pentru punctele E, se consideră $\beta = \frac{\mu}{r} = \pi$ şi deci $\cos\frac{\mu}{r} = -1$.

Rezultă $\Delta_{min} = -\frac{r}{\operatorname{tg}\theta} + \frac{R}{\sin\theta} > 0$ (pentru trasare se poate deplasa axa $c\mu$ cu această valoare).

Rezultă astfel (fig.10) : $\overline{EH} = \Delta_{max} - \Delta_{min} = \frac{2r}{\operatorname{tg}\theta}$ şi deci relaţia $\overline{EF} = \frac{\overline{RH}}{\cos\ \theta} = \frac{2\,r}{\sin\theta}$ se verifică.

De asemenea, pentru $\beta = \frac{\mu}{r} = \frac{\pi}{r}$ rezultă abscisele punctelor A şi B : $\Delta_A = \Delta_B = \frac{\sqrt{R^2-r^2}}{\sin\ \theta}$.

Pentru a analiza în ce caz curba de intersecţie poate avea forma din figura 13, trebuie ca :

$$\Delta_A < \Delta_E \text{ sau } \frac{\sqrt{R^2-r^2}}{\sin\ \theta} < -\frac{r}{\operatorname{tg}\ \theta} + \frac{R}{\sin\ \theta};$$

deoarece θ este diferit de 0, se poate scrie : $\sqrt{R^2-r^2} < R - r\cos\theta$ sau : $\sqrt{1-\frac{r^2}{R^2}} < 1 - \frac{r}{R}\cos\theta$, de unde se deduce prin ridicare la pătrat în ambii membri (pozitivi) :

$$\frac{r}{R} > \frac{2\cos\theta}{1+\cos^2\theta}.$$

Se constată că această relaţie este întotdeauna satisfăcută pentru $\theta = \frac{\pi}{2}$, adică pentru bifurcaţia dreaptă.

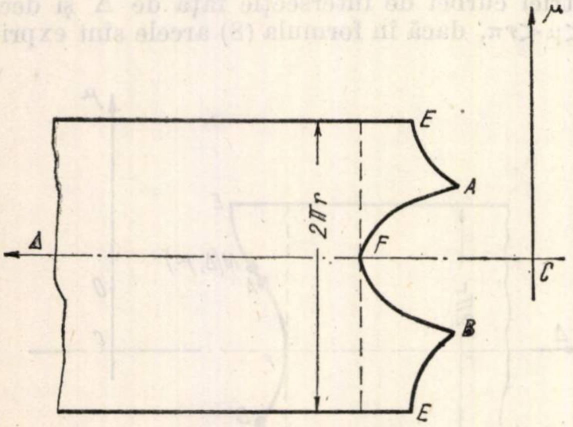


Fig. 13

Bifurcaţia dreaptă se consideră ca în formulele precedente : $\theta = \frac{\pi}{2}$, $x \equiv \Delta$, $y \equiv \Gamma$: rezultă $x^2 + z^2 = R^2$, $y^2 + z^2 = r^2$,

$$x = R\ \sin\frac{\lambda}{R},\ y = r\cos\frac{\mu}{r}\cdot$$

Pentru desfăşurarea cilindrului mare, cu aceleaşi particularizări, se obţine :

$$y = \pm\sqrt{R^2\sin^2\frac{\lambda}{R} - (R^2 - r^2)} \qquad (7'')$$

Pentru că, în acest caz, curba de intersecţie are două axe de simetrie, este suficient să se calculeze arcul AF din relaţia :

$$y = \sqrt{R^2\sin^2\frac{\lambda}{R} - (R^2 - r^2)}\cdot$$

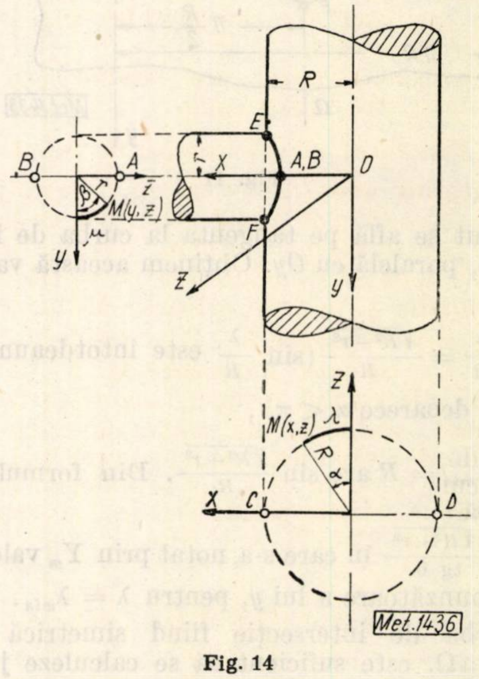


Fig. 14

Şi în acest caz se dau valori arbitrare lui λ, (de exemplu, echidistante) şi rezultă y. Cea mai mică valoare pentru λ se obţine pentru $y=0$, adică $\sin\frac{\lambda}{R} = \frac{\sqrt{R^2-r^2}}{R}$, iar cea mai mare valoare rezultă dacă în formula (7'') : $\sin\alpha = \sin\frac{\lambda}{R} = 1$, adică : $y_F = r$ şi deci $\overline{EF} = 2r$.

Pentru desfăşurarea cilindrului mic se obţine în acelaşi mod :

$$x = \sqrt{r^2\cos^2\frac{\mu}{r} + (R^2 - r^2)}\cdot \qquad (8'')$$

Pentru $\mu = \gamma$ şi $\mu = \pi r - \gamma$, x ia aceleaşi valori, adică este suficient să se calculeze numai arcul de cerc FA.

Pentru abscisele punctelor E şi F, se consideră $\mu = 0$ (sau $\pm\ \pi r$) şi rezultă $x = R$, aşa cum se verifică imediat în figura 14.

Pentru abscisa punctelor A şi B se consideră $\mu = \pm\frac{\pi r}{2}$ şi rezultă $x = \sqrt{R^2 - r^2}$ (se poate verifica şi direct).

(va urma)

CZ 621.436 – 242.004.64

Consideraţii asupra gripărilor de piston la motoarele Diesel

Ing. DRAGOŞ SFINŢEANU
Uzina „23 August" – Bucureşti

In exploatarea motoarelor Diesel unul dintre accidentele cele mai grave îl constituie griparea pistonului. Urmările grave ale gripării — de la deteriorarea cilindrului şi pistonului pînă la scoaterea completă a motorului din funcţiune — reclamă studiul amănunţit al cauzelor care le provoacă, în scopul găsirii celor mai indicate metode de combatere a acestei defecţiuni.

Principalele cauze care produc griparea pistonului sînt următoarele :

1. *Dereglarea echipamentului de injecţie*

Datorită unor defecţiuni de fabricaţie sau de exploatare pot apare condiţii anormale de lucru pentru echipamentul de injecţie. Urmarea acestui fapt este modificarea pulverizării combustibilului şi în final griparea pistonului.

Defecţiuni apărute în cursul fabricaţiei. Operaţia de roadere împerecheată a duzei şi acului injectorului în unele cazuri se face defectuos; cantitatea de pastă de rodat între cele două piese este insuficientă sau înglobează particule dure, în care caz suprafeţele pieselor rodate nu rămîn perfect, conice, ci se produc inelări (fig. 1).

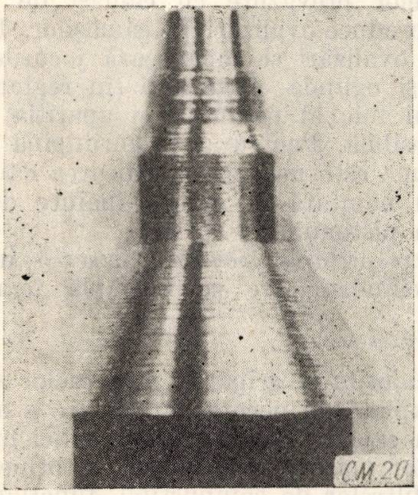


Fig. 1.

În timpul funcţionării motorului impurităţile din combustibil pătrund între aceste asperităţi şi blochează rapid acul injectorului.

S-au executat probe cu duze şi ace — unele prelucrate corect, iar altele avînd inelări rămase de la rodare. În timpul funcţionării pe motor, în condiţiile utilizării aceluiaşi combustibil, injectoarele echipate cu duze şi ace defecte s-au blocat mult mai rapid.

Defecţiuni de exploatare

a. Instalaţiile de depozitare a motorinei în locurile de utilizare a motoarelor sînt de multe ori necorespunzătoare; depozitarea se face în rezervoare deschise sau cu capace nemontate. În aceste condiţii combustibilul pătrunde în echipamentul de injecţie infectat cu praf şi impurităţi sub formă de particule abrazive.

b. Nu se respectă condiţiile de transport şi de decantare a motorinei.

— Transportul şi umplerea rezervoarelor trebuie să se facă fără ca motorina „să vadă lumina zilei".

— După umplerea rezervoarelor cu capacitate mare motorina trebuie să fie lăsată timp de 7—8 zile pentru decantare; după acest interval de timp este necesar să se elimine de la partea inferioară a rezervorului motorina care în această zonă are concentraţia cea mai mare de impurităţi. Numai după îndeplinirea acestor condiţii se pot alimenta motoarele.

c. Întreţinere necorespunzătoare a filtrelor de combustibil.

Datorită defecţiunilor arătate motorina conţine o cantitate mare de particule abrazive; acestea ajungînd în aparatura de injecţie, produc o uzură rapidă a duzei şi a acului injectorului, care la un moment dat se blochează.

În ambele alternative (defecţiune de fabricaţie sau de exploatare), în majoritatea cazurilor, blocarea acului injectorului se face în poziţie „deschis". Prin blocarea injectorului în diferite poziţii pulverizarea motorinei se înrăutăţeşte — presiunea de injecţie scade, iar cantitatea de motorină care intră în cilindru creşte. În cazul limită — injector blocat complet în poziţie deschis — motorina nu mai este pulverizată, ci curge sub formă de picături, spălînd capul pistonului.

S-au efectuat probe, la uzina „23 August", cu injectoare dereglate în mod intenţionat, pentru determinarea cantităţii de motorină care arde în plus, datorită blocării acului. Rezultatele sînt înscrise în diagrama din figura 2. S-au ales ca axe de coordonate cantitatea de combustibil — în procente — care participă la ardere şi presiunea de injecţie care indică diferite poziţii ale acului de injector blocat. Punctul *1* reprezintă funcţionarea normală, iar punctul *2* poziţia injectorului blocat complet, presiunea de injecţie fiind practic nulă.

Se observă că în situaţia în care acul injectorului este complet blocat, cantitatea de motorină creşte cu 60 %, ceea ce reprezintă o valoare extrem de ridicată.

În urma spălării continue a capului pistonului cu motorină se produce o ardere permanentă, în cursul tuturor celor patru timpi ai ciclului; rezultă o încălzire foarte puternică; pistonul se dilată anormal, filmul de ulei este eliminat, se produce frecarea metal pe metal

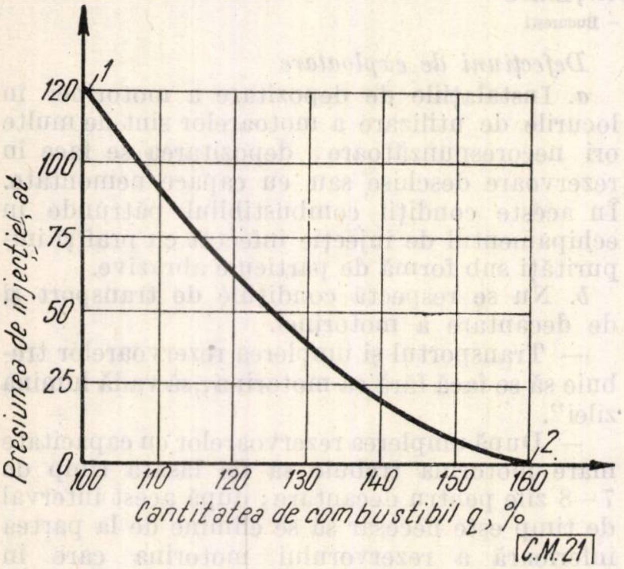


Fig. 2

și apare griparea. Dacă motorul nu este oprit imediat griparea avansează extrem de rapid, pistonul se înțepenește în cilindru, este rupt în dreptul umerilor (fig. 3), iar biela respectivă — nemaifiind ghidată în cilindru — se deformează, provocînd spargerea motorului.

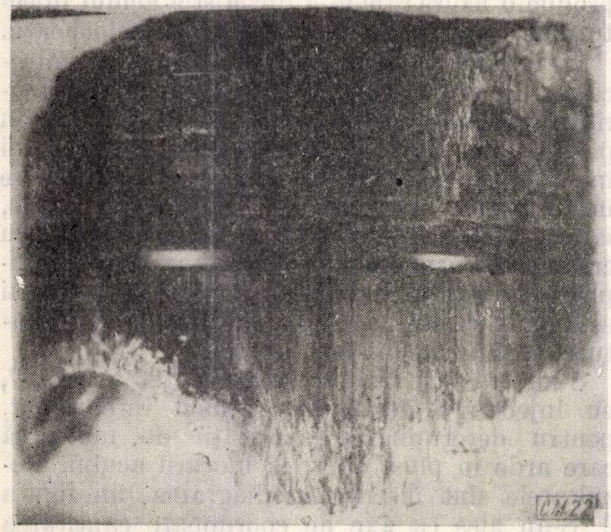


Fig. 3

Avarierea motorului se poate preveni printr-o supraveghere atentă. Funcționarea cu injector dereglat este pusă în evidență de mersul neregulat al motorului și de fum la evacuare, datorită combustibilului ars incomplet.

Din acest punct de vedere motoarele supraalimentate necesită o supraveghere specială, datorită dificultății observării la evacuare a fumului caracteristic funcționării cu injector dereglat.

2. *Funcționarea în sarcină, cu motorul rece*

După pornirea motorului este necesar ca acesta să funcționeze un anumit timp în gol, iar apoi sarcina să fie mărită treptat. În caz contrar, datorită încălzirii rapide, pistonul se dilată anormal; dilatarea pistonului fiind mult mai rapidă în timp decît aceea a cilindrului, jocurile se micșorează și apare griparea.

3. *Cauze accidentale*

a. *Deficiențe în circuitul de răcire.* Datorită unor condiții necorespunzătoare de execuție (galeriile circuitului de răcire din chiulasă sînt obturate de miezuri și armături rămase de la turnare) sau exploatare (cantitate insuficientă de apă în circuitul de răcire), evacuarea căldurii de către apa din circuit este defectuoasă și deci poate apare griparea de piston. Evitarea gripării se face prin controlul circuitului de apă în montajul motorului și prin asigurarea cantității de apă prescrisă în timpul funcționării.

b. *Utilizarea altor combustibili decît cei prescriși.* Pentru ușurarea pornirii motoarelor în condițiile unor temperaturi scăzute, în unele cazuri se introduce petrol lampant în galeriile de aspirație sau în motorină. Procedeul este total neindicat, deoarece utilizarea combustibililor cu puteri calorifice mari conduce la regimuri termice ridicate, deci la apariția gripării.

c. *Deficiențe la montaj.* În urma execuției incorecte a locașurilor din carter, în cazul motoarelor prevăzute cu cămăși de cilindru se pot produce ovalizări ale cămășilor. Datorită acestor ovalizări se micșorează jocurile dintre piston și oglinda cilindrului (în regiunea diametrului mic al ovalului) și apariția gripării este posibilă. Pentru a preîntîmpina această defecțiune este necesară verificarea cămășii de cilindru montată în carter, înainte de introducerea pistonului.

d. *Nerespectarea jocurilor prescrise* între piston și cilindru care se întîmplă foarte rar.

Concluzii

În majoritate, griparea pistoanelor se datorește exploatării necorespunzătoare a motoarelor, din cauza supravegherii insuficiente a instalațiilor pentru depozitarea motorinei, întreținerii filtrelor de combustibil, funcționării cu motorul rece în sarcină și utilizării altor combustibili.

Pentru preîntîmpinarea defecțiunilor de acest gen la motoarele construite la uzina „23 August", s-au organizat cursuri de specializare cu personalul de deservire al motoarelor. În cadrul cursurilor s-au tratat cu o deosebită atenție problemele legate de griparea pistoanelor și s-au dat indicațiile necesare în ceea ce privește exploatarea corespunzătoare a motoarelor din acest punct de vedere.

PENTRU tînărul inginer

CZ 621.874 : 518.3 (083.57)

Nomogramă pentru determinarea rezistenței unitare la podurile rulante și cărucioarele lor

Ing. GABRIEL POPESCU

Rezistența principală de înaintare W_0 a unui pod rulant sau cărucior se determină cu formula clasică :

$$W_0 = (Q + \Sigma G)\left(f + \mu \frac{d}{2}\right)\frac{2}{D}, \qquad (1)$$

în care :

Q este sarcina, kgf ; ΣG — suma greutăților proprii ale subansamblurilor părții mobile, kgf ; f — brațul frecării de rostogolire a roții de rulare pe șină, cm ; μ — coeficientul de frecare de alunecare (raportat) în lagărele roților de rulare ; d — diametrul comun al axelor roților de rulare, cm ; D — diametrul de rulare al acestor roți, cm.

S-a constatat că pentru aplicațiile practice este mai comod să se scrie formula (1) sub forma :

$$W_0 = (Q + \Sigma G)\, w_r, \qquad (2)$$

în care : paranteza $(Q + \Sigma G)$ se exprimă în tone, iar w_r, denumit rezistența unitară [2] sau coeficient de rezistență [1], se exprimă în kgf/tf și este definit matematic prin relația :

$$w_r = \left(f + \mu \frac{d}{2}\right)\frac{2}{D} \times 1\,000. \qquad (3)$$

Avantajul folosirii noțiunii de rezistență unitară este acela al rapidității calculelor și verificărilor. Într-adevăr, parametrul w_r, are o variație relativ restrînsă (între circa 6 și 32 kgf/tf, variind invers față de greutatea ce se deplasează). Pentru calcule rapide se alege deci o valoare în concordanță cu capacitatea portantă și cu mărimea podului. Un asemenea calcul este într-adevăr rapid, dar nu este exact, el conținînd și un factor subiectiv, aprecierea lui w_r.

S-a încercat să se remedieze acest dezavantaj prin construirea de abace care să dea pe w_r, cu mai multă exactitate.

Primul tip de abace presupune $f =$ const., ceea ce este destul de aproape de realitate, și $\mu =$ const. Aceasta face ca rezultatele unei asemenea abace să fie valabile numai pentru un anumit tip de montaj al roților de rulare.

Un exemplu este abaca din figura 299 din lucrarea [1] ; această abacă, de o largă răspîndire în literatură tehnică, a fost construită pentru f = 0,05 cm și pentru $\mu = 0{,}1$ (lagăre de alunecare), gama de diametre de rulare fiind $D = 200-1\,200$ mm și liniile de $D=$const. apărînd pe diagramă ca un fascicul de drepte. Punctele corespunzînd diametrelor standardizate ale axelor roților sînt marcate pe diagramă și sînt unite prin curbe cu aspect hiperbolic.

O asemenea abacă rezolvă incomplet problema determinării lui w_r și numai pentru mecanisme de translație cu roți montate pe bucșe de alunecare și numai atunci cînd $\mu=0{,}1$. Pentru alte valori ale lui μ, w_r va continua să fie determinat tot prin aprecierea care are ca punct de comparație (tot subiectivă) valorile abacei.

Pentru a înlătura această lacună s-a alcătuit nomograma din figură, socotindu-se $f =$ const. $= 0{,}05$ cm, $\mu = 0{,}01-0{,}13$, $D = 200-1\,200$ și d $= 5-16$ cm, care acoperă în mod satisfăcător întregul domeniu al aplicațiilor practice.

Problema care se pune este aceea a reprezentării interdependenței cantităților ce intervin în relația (3). Aceste mărimi (D, d, f și μ) sînt în realitate toate variabile, dar admițînd și f = const., w_r va fi o funcție de trei variabile, D, d și μ.

Se scrie funcția sub forma :

$$w_r = \left[f + \mu \frac{d}{2}\right] \times \left[1\,000 \frac{2}{d}\right] = X(\mu, d) \cdot Y(D), \qquad (4)$$

în care :

$$\left.\begin{aligned} X(\mu, d) &= f + \mu \frac{d}{2} \\ Y(D) &= \frac{2}{D} \times 1000 \end{aligned}\right\} . \qquad (4a)$$

Privită în mare, expresia $w_r = X.Y$ arată că pentru w_r = const., relația între X și Y este hiperbolică.

Pentru f = const. = 0,05 cm,

$$X = 0{,}05 + \frac{1}{2}\mu d. \qquad (5)$$

Se socotește X parametru ; pentru fiecare valoare a lui X, funcțiile $\mu = \varphi(d)$ sau $d = \psi(\mu)$ vor fi hiperbole echilatere, iar pentru valorile $X_i = X_1, X_2 \ldots X_n$ vor exista familii de hiperbole. Pentru precizia nomogramei s-a găsit necesar ca curbele de $X_i =$ const. să fie cît mai numeroase. Parametrul X_i se calculează, în consecință, pentru perechi de valori μ și d cunoscute.

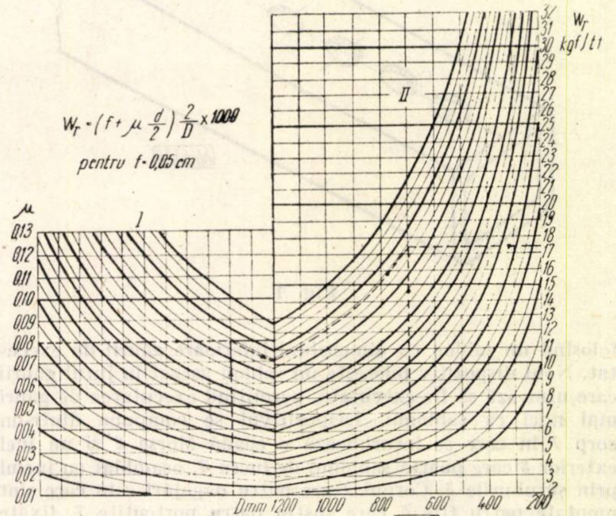


Fig. 1

Dacă se introduce X_i în relația (5) și se explicitează μ în funcție de d, adică se scrie funcția $\mu = \varphi(d)$, se obține :

$$\mu = \frac{(X_i - 0{,}05) \times 2}{d}. \qquad (5a)$$

Dependența hiperbolică dintre μ și d este arătată în cadranul I al nomogramei care a fost alcătuită cu rezultatele calculului efectuat pe această bază.

Studiul şi reprezentarea funcţiei w_r

Luînd X_i = Const. şi înlocuind pe Y cu expresia lui, dată de ecuaţia a doua din sistemul (4 a), se obţine :

$$w_r = \frac{2000}{D} \cdot X_i.$$

Pentru X_i se vor lua valorile pentru care s-a construit partea întîi a nomogramei (cadranul I). Dependenţa dintre w_r şi D este, de asemenea, hiperbolică. Construcţia hiperbolelor respective va începe din punctele în care hiperbolele din cadranul I întîlnesc ordonata lui d_{max} = 16 cm (care va corespunde cu D_{max} = 120 cm). În felul acesta se simplifică coordonarea curbelor din cadranul I cu cele din cadranul II.

Modul de folosire a nomogramei rezultă chiar din liniile cu săgeţi trasate ca exemplu chiar de figură (pentru cazul μ = 0,08, d = 140 mm, D = 700 mm), necunoscută fiind întotdeauna w_r.

Pentru uşurarea citirii nomogramei s-au trasat, în linie subţire, curbe intermediare ajutătoare X_i = const.

În ceea ce priveşte precizia folosirii nomogramei, ea duce, din punct de vedere principial, la rezultate matematice exacte. Singurele erori sînt cele grafice, la construirea nomogramei şi cele de citire grafică la folosirea ei. Aceste erori, chiar însumate, duc la rezultate afectate de diferenţe mai mici decît aproximaţiile admisibile în calculele de dimensionare funcţională a mecanismelor maşinilor de ridicat.

---

[1] *Spivakovschi*, *A. O.* şi *Rudenko*, *N. F.* Maşini de ridicat şi de transportat. Editura tehnică, 1953. [2] *Popescu*, *G.* Curs de maşini de ridicat şi de transportat. Tipogr. şi litogr. învăţămîntului, 1956. [3] *Abramescu*, *N.* Lecţiuni de geometrie analitică, Editura Ardealul, Cluj, 1927.

INVENTII INOVAŢII

Invenţia R.P.R. nr. 41 579

Dispozitiv pentru executat găuri de diferite forme

Scopul acestui dispozitiv, realizat de Imre Zsigmond, este de a lărgi posibilităţile de executare a găurilor speciale ovale cu dimensiuni mici, care nu ar putea fi executate folosind un şablon cu dimensiuni inferioare găurii de executat. Noul dispozitiv foloseşte un şablon aşezat în jurul găurii care urmează să fie executată, permiţînd executarea de găuri mai mici ca şablonul. Dispozitivul se compune dintr-un corp *1* în care se înşurubează o coadă Morse *2* şi un inel exterior *3* care poartă şablonul de lucru *4*, asamblat cu inelul prin şuruburile *5*. Corpul *1* are patru degajări *a* în care sînt montate patru tije *6*, care susţin patru portcuţite *7*, fixate pe tijele *6* prin şuruburi de fixare *8*. Tijele *6* au degajări *b* cu muchii rotunjite, care cuprind şablonul *4* şi servesc pentru deplasarea radială a tijelor *6*, respectiv a portcuţitelor după profilul şablonului. Pe inelul *3* se montează, în exterior, două piese de ghidare *9*, fixate de inel prin şuruburile *10*. În interiorul inelului *3* este montat un rulment radial *11* care face legătura cu corpul interior. Fixarea cămăşii exterioare a rulmentului în locaşul din inelul *3* se face printr-o coroană inelară *12*, fixată pe inel cu ajutorul şuruburilor *13*, iar fixarea cămăşii interioare în locaşul din exteriorul corpului *1* se face printr-un disc *14*, fixat cu ajutorul unor şuruburi *15*. Corpul interior *1* are un disc de ghidare *16*, care susţine tijele *6* şi portcuţitele *7* şi serveşte concomitent pentru centrarea şi menţinerea coaxială a dispozitivului cu axa găurii ovale de executat. La executarea de găuri ovale într-un colector de abur, piesele *9* sînt astfel dimensionate şi montate încît distanţa dintre ele să fie egală cu lăţimea colectorului. Înainte de găurire se dau găuri cilindrice mici în colector, care servesc drept ghidaj pentru coada *c* a discului *16*. Executarea găurilor ovale se realizează cu nişte cuţite aşchietoare *17*, fixate în portcuţitele *7* prin şuruburile lor *18*. Pentru prelucrarea marginilor interioare *d* ale găurii, în două portcuţite se introduce cîte un cuţit special *19* prevăzut cu un cioc *e* şi mîner *f*, astfel încît cuţitul *19* poate fi înclinat în jurul unei axe *g* pentru a putea fi introdus în gaura ovală executată, şi ciocul *e* să primească o poziţie potrivită faţă de suprafaţa de prelucrat. În timpul executării găurii ovale, dispozitivul avansează o dată cu axul maşinii de găurit, tijele *6* cu portcuţitele *7* rotindu-se şi deplasîndu-se radial după profilul şablonului *4*. Pentru micşorarea frecării între coloana *12* şi discul *14* care se roteşte, ambele sînt prevăzute cu cîte o rondelă de fibră *20*. Dispozitivul este simplu şi poate fi utilizat la executarea de găuri de orice secţiune, fiind ataşat la o maşină de găurit.

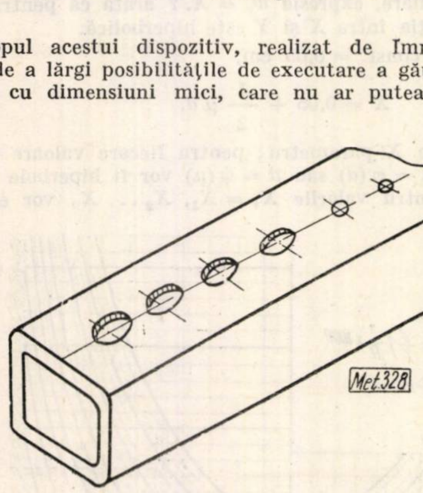


Fig. 1

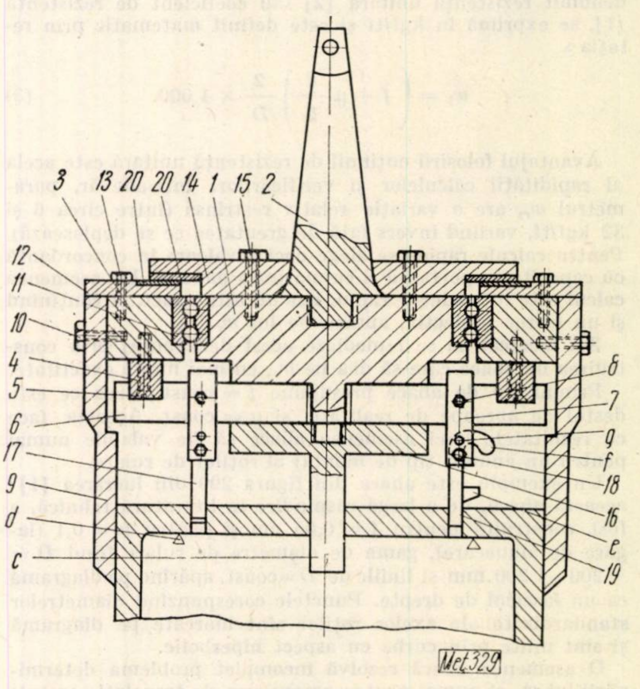


Fig. 2

Documentare

Influenţa expulzării gazelor deasupra pistonului asupra funcţionării motorului cu carburator. L. S. Suhareva. În: Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 12, 1962.

Expulzarea gazelor din pragurile înguste dintre fundul pistonului şi fundul chiulasei, în jurul punctului mort interior, amplifică mişcările turbulente şi prin aceasta afectează desfăşurarea arderii.

Cercetarea influenţei mărimii acestor praguri şi ca urmare a intensităţii acţiunii lor s-a efectuat pe un monocilindru experimental (fig. 1) la care între blocul cilindrului *1* şi chiulasă *2* s-au introdus o serie de piese intermediare *3* în care s-au amenajat diferite forme ale camerei de ardere, cu diferite mărimi ale pragurilor de expulzare. Datele motorului sînt următoarele: diametrul cilindrului 108 mm; cursa pistonului, 97 mm; raportul cursă/diametru 0,88; cilindreea 0,87 l; raportul de comprimare 7.

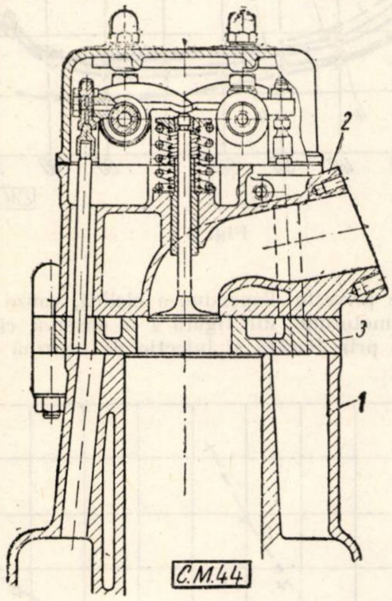


Fig. 1

Drept criteriu al mărimii pragurilor s-a luat raportul dintre suprafaţa pragului S_p şi suprafaţa fundului pistonului S. Astfel, cele patru camere încercate au fost:

Camera nr.	1	2	3	4
S_p/S,%	0	27	40	60

Se înţelege că forma camerei *1* este cilindrică, fără praguri. Celelalte trei camere au o formă ovală.

Rezultatele măsurărilor asupra coeficientului de umplere la deschiderea completă a obturatorului (sarcină totală) au arătat că numai camera *4* acuză o înrăutăţire a umplerii cu 3—10%, pe domeniul de turaţii 1 000—3 000 rot/min, faţă de camera cilindrică 1.

Examinarea diagramelor indicate a permis să se observe că mărirea pragurilor conduce la micşorarea însemnată a duratei arderii. Astfel, în figura 2 se arată durata fazei aparente a arderii, α_2° (din momentul desprinderii curbei de presiune cu ardere faţă de cea fără ardere pînă în momentul atingerii presiunii maxime) şi durata totală a arderii, α_a° (din momentul producerii scînteii electrice pînă în momentul atingerii presiunii maxime) în funcţie de turaţie pentru cele patru forme de camere de ardere încercate. Se observă că duratele arderii scad substanţial pentru ultimele două camere *3* şi *4*. În aceeaşi diagramă se dau şi valorile vitezei de creştere a presiunii, $\Delta p/\Delta\alpha^\circ$, din care rezultă că numai camera *4* acuză un mers puţin mai brutal.

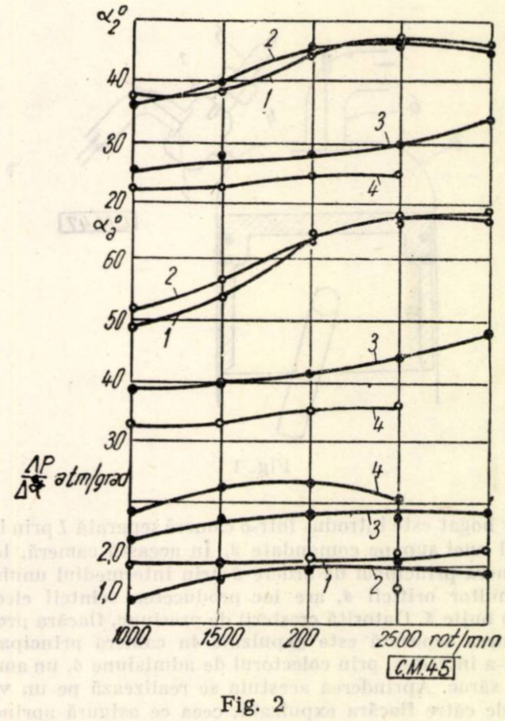


Fig. 2

Cum era de aşteptat, creşterea mărimii pragurilor de expulzare are o influenţă deosebită asupra detonaţiei. Această acţiune este pusă în evidenţă de figura 3 în care se arată reducerea importantă (de aproximativ 14 unităţi) a cifrei octanice necesare (C.O.N.) pentru camerele cu praguri mari (3 şi 4).

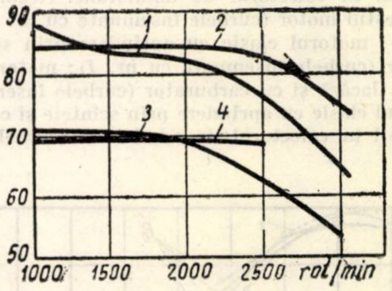


Fig. 3

C.A.

Cercetarea proceselor de lucru din motorul GAZ-21 cu aprindere prin flacără la formarea amestecului prin carburator şi prin injecţie. N. S. Jdanovskii, N. N. Ghitrin, A. V. Nicolaenko. În: Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 9, 1962.

Funcţionarea motoarelor cu aprindere prin scînteie la dozaje foarte sărace este una din căile importante de creştere a economicităţii acestor motoare. Pentru motorul cu carburator sau cu injecţie, o limitare importantă a valorii dozajului celui mai sărac utilizabil este creşterea puternică a consumului specific de combustibil, asociată cu scăderea însemnată a puterii. O altă barieră importantă este constituită de creşterea dispersiunii ciclice, datorită faptului că, la dozaje foarte sărace, scînteia produsă nu reușește să aprindă amestecul de aer și combustibil.

Realizarea funcționării sigure la amestecuri sărace a fost obținută relativ recent de către cercetătorii sovietici prin folosirea aprinderii cu flacără a amestecului (fig. 1). Amestecul relativ bogat este introdus într-o cameră separată *1* prin intermediul unei supape comandate *2*. În această cameră, legată de camera principală de ardere *3* prin intermediul unuia sau mai multor orificii *4*, are loc producerea scînteii electrice de la o bujie *5*. Datorită creșterii de presiune, flacăra produsă în camera separată este expulzată în camera principală în care s-a introdus, prin colectorul de admisiune *6*, un amestec foarte sărac. Aprinderea acestuia se realizează pe un volum mare de către flacăra expulzată, ceea ce asigură aprinderea sigură și arderea suficient de rapidă a amestecului sărac.

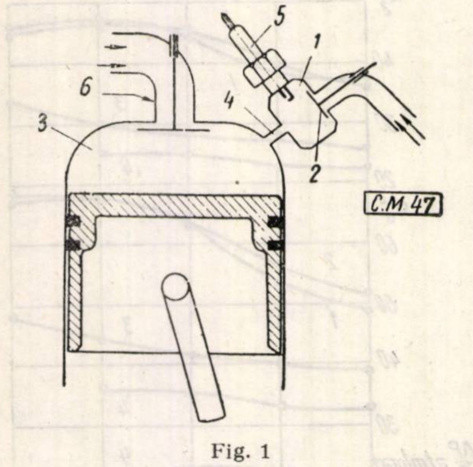


Fig. 1

Formarea amestecului sărac se poate realiza fie prin carburator, fie prin injecție în colectorul de admisiune.

Autorii au realizat și încercat motorul GAZ-21 cu aprindere prin flacără și formarea amestecului prin injecția combustibilului în colectorul de admisiune. Rezultatele încercărilor acestui motor (curbele însemnate cu nr. 4) sînt comparate cu: motorul clasic cu aprindere prin scînteie și cu carburator (curbele însemnate cu nr. *1*); motorul cu aprindere prin flacără și cu carburator (curbele însemnate cu nr. *2*); motorul clasic cu aprindere prin scînteie și cu injecție de combustibil în colectorul de admisiune (curbele însemnate cu nr. *3*).

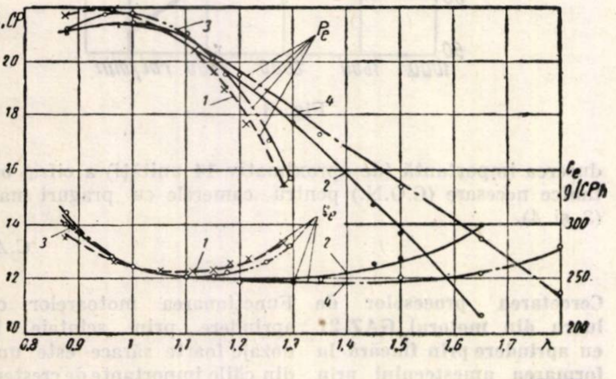


Fig. 2

Astfel, în figura 2 se arată variațiile puterii efective (P_e) și ale consumului specific efectiv de combustibil (c_e) în funcție de dozaj (coeficientul excesului de aer, λ) pentru cele patru variante arătate, la turația de 2 000 rot/min și cu avansul optim la aprindere. După cum se observă, aprinderea prin flacără lărgește în mod substanțial domeniul dozajelor sărace utilizabile. Varianta *4* studiată de autori se dovedește cea mai favorabilă, asigurînd funcționarea rațională a motorului la dozaje foarte sărace $\lambda = 1{,}6-1{,}7$.

Folosirea injecției de combustibil la motorul cu aprindere prin flacără avantajează economicitatea și în regimul sarcinilor parțiale (fig. 3, la $n = 2\,000$ rot/min). Avantajul este și mai mare datorită faptului că se poate mări raportul de comprimare cu 1—1,4 unități fără pericolul detonației. Astfel, în figura 3 curba *4* reprezenta motorul în cauză pentru raportul de comprimare 6,6, iar *4'* pentru raportul de comprimare 7,6.

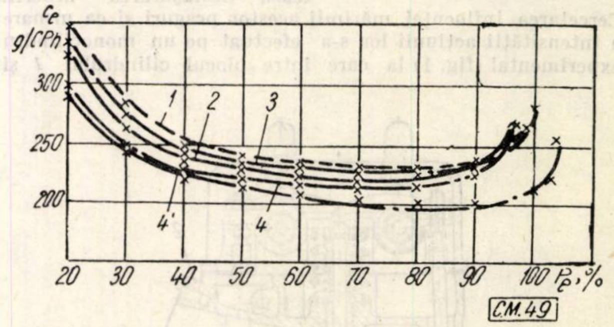


Fig. 3

În ceea ce privește dispersiunea ciclică, cauza mersului neregulat al motorului, din figura 4 se observă că motorul cu aprindere prin flacără și injecție de benzină (curba 1) are la dozaje foarte sărace un mers la fel de regulat ca și motorul clasic la dozaje mult mai puțin sărace. Astfel, coeficientul dispersiunii ciclice:

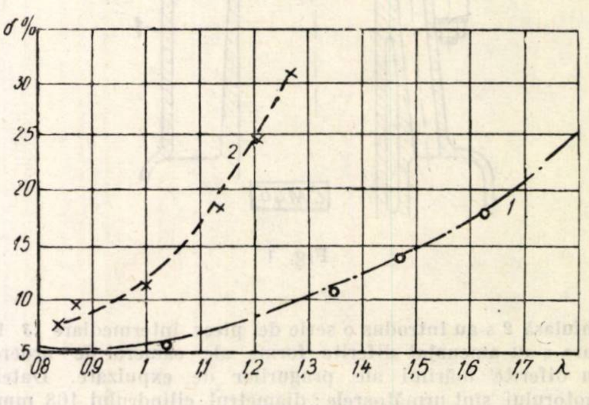


Fig. 4

$$\delta = \frac{p_{z\,max} - p_{z\,min}}{p_{z\,med}}$$

(în care $P_{z\,max}$ și $P_{z\,min}$ sînt valorile maxime, respectiv minime ale celei mai mari presiuni atinse de gazele din cilindru într-o serie mare de cicluri succesive, iar $p_{z\,med}$ este valoarea medie a acestor presiuni) are valoarea 25% la $\lambda' = 1{,}8$ pentru motorul studiat și la $\lambda = 1{,}2$ pentru motorul clasic.

C. A.

Contor automat pentru combustibil. L. A. Climin, A. P. Gorin. În: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 1, 1963.

Metodele curente de determinare a consumului de combustibil al motoarelor cu ardere internă prezintă o serie de deficiențe în ceea ce privește precizia măsurărilor și stabilitatea, condiționate de pierderile inerente aparaturii actuale. Erorile de măsură, situate între 1,5 și 3%, creează inconveniente în lucrările de tarare a motoarelor și carburatoarelor, de exemplu la precizarea rezervei de putere, economicității etc.

În scopul eliminării acestor deficienţe, la uzina de automobile din Ulianovske s-a proiectat, construit şi încercat, în anul 1961, prototipul experimental al unui contor automat pentru determinarea consumului de combustibil. Acest dispozitiv a fost inserat în sistemul de alimentare a motorului instalat pe bancul de probă, între pompa de combustibil şi carburator. Prin efectuarea unui număr mare de încercări (15 000 cicluri), în decursul cărora nu au apărut defecţiuni sau uzuri ale detaliilor constructive, s-au obţinut rezultate corespunzătoare. Eroarea de măsurare obţinută, în regimurile stabile de funcţionare a motorului, s-a cifrat la 0,2%.

Dispozitivul lucrează după principiul măsurării volumetrice a consumului de combustibil.

Camera *1* (vezi figura) este despărţită în două compartimente izolate prin membrana *2*, care are un contact central. Cele două compartimente sînt unite prin conductele *3* şi *4* cu distribuitorul *5*, care este în legătură cu distribuitorul *8* prin conductele *6* şi *7*. Cele două compartimente sînt înzestrate cu cîte o supapă *9* pentru eliminarea aerului la umplerea şi folosirea dispozitivului.

Distribuitorul *8*, comandat manual, serveşte la cuplarea dispozitivului în regim de funcţionare sau de mers în gol. Distribuitorul *5* este acţionat de doi electromagneţi *10*, prin sistemul de pîrghii *11*, *12*, şi *13* şi excentricile *14* şi *15*. Acest sistem de transmisie asigură comutarea lină a sertarului distribuitorului, ceea ce uşurează funcţionarea de durată a electromagneţilor şi conferă dispozitivului stabilitate şi precizie în exploatare. Funcţionarea corespunzătoare a electromagneţilor este asigurată de trei relee speciale de cuplare, introduse în circuitul electric al fiecărui electromagnet.

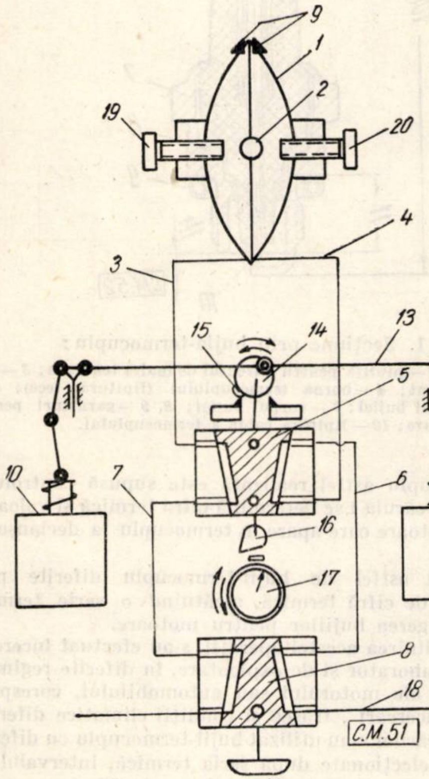


Fig. 1

Pe tija sectorului *5* este montată cama *16*, care acţionează cronometrul *17* în timpul măsurărilor.

În timpul pornirii, încălzirii şi variaţiei regimului de lucru al motorului, dispozitivul se află în situaţia de mers în gol, în care combustibilul venit de la pompă prin conducta *18* trece prin orificiul din sertarul distribuitorului *8* către carburator, evitînd măsurarea în dispozitiv.

Dispozitivul se comută în regim de funcţionare prin rotirea sertarului distribuitorului *8* cu 90°. Combustibilul, urmînd circuitul pompă-conductă *18* — sertarul distribuitorului — conducta *6* — sertarul distribuitorului *5* — conductor *4*, pătrunde în compartimentul din dreapta al camerei *1*. El provoacă deformarea membranei *2* către stînga, ceea ce determină expulzarea combustibilului aflat aici către carburator, prin conducta 3 — sertar-conductă, *7* — sertar. În momentul cînd contactul membranei atinge şurubul *19* se cuplează electromagnetul din stînga care roteşte sertarul distribuitorului *5* cu 90°, schimbînd direcţia de mişcare a combustibilului şi cuplînd cronometrul prin cama *16*.

După rotirea sertarului distribuitorului *5*, combustibilul trece prin conductele *18*, *6*, *3* şi sertare în compartimentul din stînga al camerei *1*, iar din compartimentul din dreapta comunică cu carburatorul prin conductele *4*, *7* şi sertare. Pe măsură ce se consumă combustibil, membrana se încovoaie pînă la atingerea contactului cu şurubul *20*, ceea ce provoacă cuplarea electromagnetului din dreapta. Acesta roteşte sertarul distribuitorului *5* în sens invers cu 90°, schimbînd direcţia de mişcare a combustibilului şi oprind cronometrul. Volumul de combustibil cuprins în camera *1* în timpul deformării membranei între atingerea şuruburilor *19* şi *20* reprezintă volumul de măsurat (doza). Modificînd distanţa dintre şuruburile *19* şi *20* se poate acorda dispozitivul la doza dorită.

Construcţia dispozitivului permite să se măsoare timpul de consum nu numai pentru o doză, ci şi pentru orice cantitate de combustibil. Pentru aceasta, după pornirea cronometrului în momentul începerii consumării primei doze, se roteşte suportul cronometrului cu 90°, ceea ce permite să se consume n-1 doze. Apoi se întoarce suportul în poziţia iniţială şi după consumarea dozei n cronometrul se opreşte automat.

Aparatul poate fi utilizat pentru măsurarea timpului de consum pentru volume cuprinse între 0 şi 300 cm^3. El este înzestrat cu un contor electric pentru înregistrarea numărului de doze consumate şi cu o serie de lămpi de control pentru urmărirea funcţionării sertarului distribuitorului *5*, a poziţiei cronometrului etc.

Dimensiunile de gabarit sînt 250 × 455 × 210 mm, greutatea — 15 kgf.

Toate dispozitivele şi elementele contorului sînt standardizate, adaptate pentru echipamentele electrice ale automobilelor cu tensiunea de lucru de 12 V, ceea ce asigură costul redus al fabricaţiei contorului şi simplifică exploatarea sa. Utilizarea contorului automat nu implică o atenţie deosebită din partea personalului de deservire şi nu reclamă controlul repetat al măsurărilor.

G. Z.

Metodă pentru predeterminarea unor mărimi caracteristice ale motorului Diesel prin folosirea unei maşini electronice numerice de calcul. N. D. Whitehouse, A. Stotter, G. O. Goudie şi B. W. Prentice. În: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 176, nr. 9, 1962.

Proiectarea motoarelor Diesel se bazează pe calculul presiunilor şi temperaturilor din cilindru şi din conductele de admisiune şi evacuare. Aceste calcule au fost de obicei destul de aproximative. Cum motoarele moderne sînt din ce în ce mai solicitate din punct de vedere termomecanic, cunoaşterea la nivelul proiectării a cît mai multe date caracteristice motorului devine o necesitate stringentă.

Utilizarea maşinilor moderne de calcul a revoluţionat metodele de proiectare în multe domenii ale tehnicii în ultimii ani. La început folosite în scopul de a accelera rezolvarea problemelor pe baza metodelor convenţionale, maşinile electronice de calcul, mai ales cele numerice, au început să ofere posibilitatea de a investiga în adîncime, la nivelul proiectării diferite variante şi pe această cale să permită alegerea celei optime.

La proiectarea unui motor Diesel se obişnuieşte să se stabilească datele sale fundamentale ţinînd seamă de experienţa acumulată şi de o serie de calcule termo-gazodinamice. Proiectarea este urmată de fabricarea şi încercarea motorului prototip. Punerea la punct a prototipului, definitivarea formei sale constructive, pretinde efectuarea unui întreg program de încercări.

Folosirea maşinilor electronice de calcul permite obţinerea de date mult mai exacte pentru proiectare, precum şi orientarea încercărilor experimentale spre soluţiile interesante.

Calculul proceselor gazo-termodinamice din motor constă în stabilirea presiunilor, temperaturilor şi cantităţilor de gaze din colectoare şi din cilindru, ceea ce permite evaluarea efectelor lor asupra mărimilor caracteristice şi asupra solicitărilor termomecanice ale motorului. Utilizarea maşinilor numerice de calcul a permis dezvoltarea metodelor de calcul al fiecărei etape, precum şi legarea între ele a acestor etape.

Apelînd la metode de calcul adecvate pentru determinarea temperaturii de admisiune (la închiderea supapei de admisiune) pentru determinarea debitelor de gaze şi a presiunii în evacuare, baleiaj şi admisiune etc., autorii au folosit posibilităţile maşinii electrice numerice de calcul într-un număr mai mare de cazuri. De asemenea, s-au efectuat lucrări pentru verificarea metodei folosite, comparînd rezultatele de calcul cu cele obţinute pe motor. În figura 1 se arată comparaţia dintre diagrama indicată calculată şi cea determinată experimental.

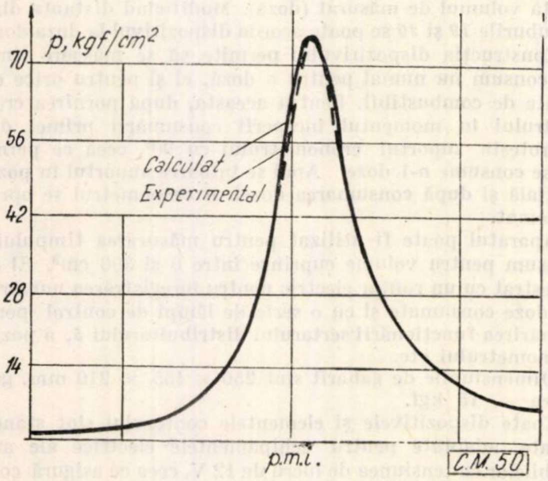


Fig. 1.

Autorii precizează că durata calculului gazo-termodinamic complet al motorului nu depăşeşte o oră în condiţiile folosirii maşinii electronice de calcul.

C. A.

Bujie-termocuplu pentru alegerea bujiilor pentru motoare. I. P. Mosolov. În: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 12, 1962.

Alegerea bujiei pentru motor după caracteristica termică constituie o operaţie laborioasă, care necesită verificări repetate.

O metodă nouă pentru rezolvarea acestei probleme utilizează o bujie de construcţie specială, avînd în interiorul electrodului central un termocuplu destinat determinării temperaturii din zona producerii scînteii electrice.

Pentru fabricarea bujiilor-termocuplu se folosesc două procedee.

Primul procedeu utilizează bujii existente. În electrodul central al bujiei se practică un orificiu axial, în care se introduce un termocuplu de tip cromel-alumel, izolat cu material ceramic. Lipitura caldă a termocuplului este sudată de vîrful electrodului.

Al doilea procedeu constă în înlocuirea electrodului central al bujiei, în timpul montajului, cu o ţeavă din acelaşi material. După etanşarea ţevii-electrod, se montează în interiorul ei termocuplul, în condiţii asemănătoare primului procedeu.

După montarea bujiei-termocuplu se îndepărtează bavurile rezultate din suduri, se reglează jocul dintre electrozi, se verifică etanşeitatea şi producerea scînteii.

După aceasta se înşurubează la partea superioară a bujiei un prelungitor din alamă *1* (figura), avînd un orificiu axial pentru termocuplu şi piuliţa *2* pentru fixarea cablului de înaltă tensiune.

Prelungitorul *1* se termină cu capul *3* din material izolant, care are două borne pentru conectarea termocuplului în circuitul unui galvanometru.

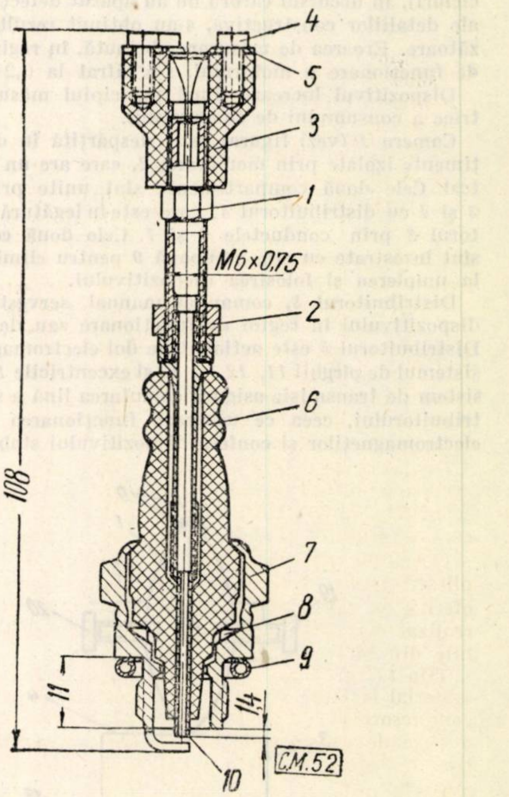


Fig. 1. Secţiune prin bujia-termocuplu:

1 — prelungitor; *2* — piuliţă pentru curentul de înaltă tensiune; *3* — cap din material izolant; *4* — borna termocuplului (lipitura rece); *5* — şaibă; *6* — izolantul bujiei; *7* — corpul bujiei; *8*, *9* — garnituri pentru etanşare; *10* — lipitura caldă a termocuplului.

Bujia-termocuplu astfel realizată este supusă controlului final, în timpul căruia i se determină cifra termică şi valoarea forţei electromotoare care apare în termocuplu la declanşarea scînteii.

S-au realizat astfel de bujii-termocuplu diferite prin 15—20 unităţi de cifră termică, alcătuind o serie termică utilizată la alegerea bujiilor pentru motoare.

Pentru îndeplinirea acestei operaţii s-au efectuat încercări în condiţii de laborator şi de exploatare, în diferite regimuri de funcţionare ale motorului sau automobilului, corespunzătoare unor încercări, trasee şi condiţii climatice diferite. În cadrul încercărilor s-au utilizat bujii-termocuplu cu diferite cifre termice, selecţionate după seria termică, intervalul de 15—20 unităţi de cifră termică dintre bujiile-termocuplu alăturate asigurînd o precizie satisfăcătoare.

Bujia-termocuplu se montează în orificiul corespunzător primului cilindru al motorului, determinîndu-se, prin conectarea termocuplului la aparatul de măsură, temperatura în zona producerii scînteii. Prima măsurare are loc în regimul de mers în gol al motorului, în care temperatura izolantului bujiei, la limita inferioară a capacităţii sale de lucru, nu trebuie să fie sub temperatura de autocurăţire (350—400°C). Apoi se determină temperatura din regimul de încărcare maximă a motorului, care nu trebuie să depăşească, la limita superioară a capacităţii de lucru, temperatura de autoaprindere (800—850°C).

Schimbînd între ele bujiile-termocuplu din seria termică şi măsurînd la fiecare temperatura zonei de producere a scînteii, în condiţiile celor mai caracteristice regimuri de funcționare, se alege bujia-etalon cea mai potrivită pentru diferite tipuri de motoare. Cu ajutorul bujiei-etalon aleasă se poate determina suficient de precis cifra termică a bujiei care să asigure motorului respectiv o funcționare corespunzătoare.

Încercările efectuate concomitent pe motoare instalate pe bancul de probe și pe automobile de diferite mărci au condus la rezultate pozitive.

G. Z.

Captator pentru măsurarea turației turbocompresoarelor E. N. Zaicenko și S. S. Karasev. În: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 9, 1962.

Măsurarea turației turbocompresoarelor care echipează motoarele rapide constituie o problemă dificilă, datorită valorilor ridicate ale acestui parametru (pînă la 60 000 rot/min și chiar mai mnlt). Din această cauză, posibilitatea utilizării metodelor de măsurare a turației prin contact este exclusă, prezentînd interes dispozitivele de măsurare fără contact.

Pentru amplasarea unui astfel de dispozitiv există un singur loc accesibil, și anume ștuțul de intrare a compresorului. Diametrul relativ mic al acestuia (70—90 mm) implică necesitatea ca dispozitivul de măsură să aibă dimensiuni de gabarit reduse. De asemenea, construcția dispozitivului depinde de tipul lagărelor rotorului , care impune anumite valori jocurilor acestuia (axial și radial).

Captatoarele pentru măsurarea turației prin inducție, răspîndite în ultima vreme, nu satisfac în întregime condițiile semnalate, datorită dimensiunilor de gabarit importante pe care le prezintă și dificultăților de montare.

O soluție corespunzătoare din punctul de vedere al simplității constructive, comodității montării și exploatării este oferită de captatorul capacitiv pentru măsurarea turației, realizat la Institutul de cercetări științifice pentru automobile din Moscova (NAMI).

Tija *1* (fig. 1) este montată în suportul *2*, confecționat din material izolant. Suportul este fixat pe ștuțul de intrare a compresorului. În piulița sau șaiba *3* a rotorului se practică o serie de caneluri, de dimensiuni corespunzătoare capului tijei *1*. Forma tijei și a piuliței depinde de tipul lagărelor rotorului (de alunecare sau de rostogolire), respectiv de mărimea jocului predominant (radial sau axial). Între tijă și piuliță se realizează un interstițiu de 0,4—0,8 mm.

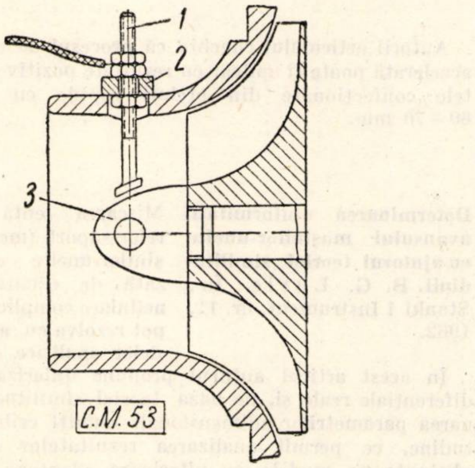


Fig. 1

Datorită succesiunii canelurilor și proeminențelor piuliței prin fața capului tijei, în timpul funcționării ia naștere un cîmp electric variabil, care provoacă variația periodică a capacității condensatorului astfel format. Impulsurile care apar ca rezultat al acestei variații se transmit prin intermediul unui amplificator la un aparat înregistrator sau indicator (tip B—2 sau I4—6).

Pentru ca funcționarea captatorului să fie stabilă trebuie ca tensiunea în tijă să fie cuprinsă între 0,3 și 0,5 kV. Eroarea de măsură este de 1—2,5%.

G. Z.

Arderea uleiului și scăparea gazelor în motoarele GAZ cu supape în chiulasă. I. B. Gurvici și V. A. Suhanov. În: Avtomobilnaia promîșlennosti nr. 12, 1962.

În cadrul laboratorului central de motoare al uzinei de automobile din Gorki s-a studiat problema arderii uleiului și scăpării gazelor în motoarele GAZ cu supape în chiulasă. Lucrările au fost efectuate pe motoare GAZ-21, care echipează automobilele Volga, în două etape.

În prima etapă s-a cercetat variația consumului de ulei prin ardere și a scăpării gazelor la cinci motoare supuse probelor de banc conform GOST 491—55. Valorile medii ale rezultatelor obținute sînt prezentate în figura 1 (curba *1* — arderea uleiului ; curba *2* — scăparea gazelor).

Din examinarea acestor curbe rezultă că arderea uleiului și scăparea gazelor manifestă o stabilizare după 50—75 ore de funcționare a motorului și o oarecare creștere după 300 ore de funcționare.

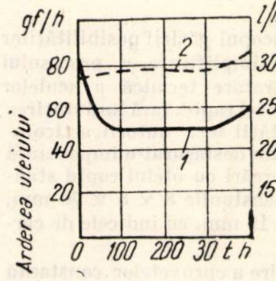


Fig. 1

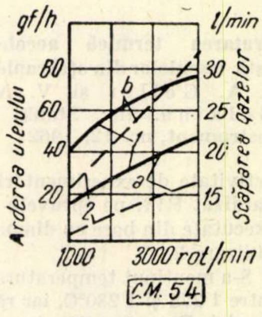


Fig. 2

În figura *2* (curba *a* — la mers în gol ; curba *b* — în sarcină ; *1* — arderea uleiului ; *2* — scăparea gazelor) este indicată variația consumului de ulei prin ardere și a scăpării gazelor la motoarele GAZ-21, în raport cu turația motorului la mers în gol și la plină sarcină. Se observă că această variație este crescătoare, creșterea fiind mai pronunțată la funcționarea în plină sarcină.

În a doua etapă s-au determinat consumul de ulei prin ardere și scăparea gazelor după exploatarea motoarelor pe automobile. Starea tehnică a motoarelor a fost apreciată în funcție de numărul de kilometri parcurși de automobil, la diverse încărcări și de rezultatele controlului și micromăsurărilor detaliilor constructive. Cercetările au demonstrat că la motoare care, după un anumit ciclu de exploatare, s-au prezentat în stare tehnică corespunzătoare, indicațiile asupra arderii uleiului și scăpării gazelor nu au depășit 70 gf/h, respectiv 30 l/min. Creșterea pronunțată a acestor indicații s-a observat numai în cazul deformării cămășilor de cilindru pînă la 0,1 — 12 mm sau al cocsării segmenților (120 — 150 gf/h, respectiv 35 — 46 l/min).

Valorile consumului de ulei prin ardere, la motorul GAZ-21, au fost inferioare celor obținute în aceleași condiții la motoarele GAZ-69, care au supapele în blocul cilindrilor. Acest fapt contrazice părerea unanim admisă că la motoare cu supape în chiulasă este ars mai mult ulei decît la cele cu supape în blocul cilindrilor, datorită scurgerii uleiului în camera de ardere, pe tijele supapelor. Cele constatate se explică prin prezența unor garnituri speciale de cauciuc adaptate supapelor motorului GAZ-21, care micșorează arderea uleiului cu 25—30%, în medie.

La reducerea consumului de ulei prin ardere și a scăpării gazelor, la motoarele GAZ-21 a contribuit în mare măsură și prezența cămășilor umede de cilindru, care au condus la mărirea duratei de funcționare pînă la apariția deformațiilor, în comparație cu motoarele GAZ cu supapă în blocul cilindrilor, care au cămăși uscate.

Soluția unui singur segment de ungere, cu lățime mai mare, față de soluția mai multor segmenți de ungere — aplicată la motoarele cu supapă în bloc — nu a influențat practic asupra arderii uleiului, micșorînd intrucîtva scăparea gazelor și reducînd într-o importantă măsură cocsarea segmenților.

Cazurile izolate de consum de ulei şi gripaj de pistoane sînt datorite defecţiunilor de natură tehnologică. Micşorarea numărului de segmenţi de ungere reclamă necesitatea unei execuţii mai îngrijite a cilindrilor, pistoanelor şi segmenţilor, pentru realizarea unei etanşări corespunzătoare. Practic s-a constatat că arderea uleiului şi scăparea gazelor devin obiecţionabile în cazul unor valori importante ale ovalităţii cilindrilor, jocului segmenţilor sau neperpendicularităţii canalelor de segmenţi.

Un interes deosebit în problema studiată îl prezintă adaptarea segmentului de compresiune inferior la raclare. După datele cercetărilor preliminare, această măsură reduce consumul de ulei prin ardere cu 15—20%.

O influenţă însemnată asupra arderii uleiului şi scăpării gazelor o are demontarea motorului după rodaj, în vederea controlului şi micromăsurărilor. Astfel s-a constatat că după remontare are loc nu nou proces de rodaj, care conduce la mărirea indicaţiilor asupra arderii uleiului şi scăpării gazelor cu 20—30%.

G. Z.

Tratarea termică accelerată a sculelor din oţel rapid.

I. A. Geller şi V. A. Galkina. În: Stanki i instrument, nr. 12, 1962.

În scopul găsirii posibilităţilor de simplificare a procesului de tratare termică a sculelor din oţel rapid, fără înrăutăţirea calităţii lor, autorii articolului au desfăşurat o importantă activitate de experimentări şi încercări cu oţelul rapid standardizat R18, pe epruvete de dimensiunile 8 × 8 × 70 mm, executate din bare cu diametrul de 15 mm, cu indicele de carbidizare 2.

S-a menţinut temperatura de călire a epruvetelor constantă între 1 275 şi 1 280°C, iar răcirea după călire a fost efectuată în ulei. De asemenea, temperatura de revenire pentru toate încercările a fost constantă şi a avut valoarea între 550 şi 565°C, deoarece s-a dovedit că un asemenea regim termic asigură duritatea optimă a oţelului rapid.

Condiţiile de răcire după revenire au fost diferite, practicîndu-se atît răcirea obişnuită în aer, cît şi răciri accelerate în apă, sau răciri întîrziate în cuptoare, cu o viteză de răcire de 50—60°C/h.

Astfel s-a constatat că influenţa regimului de răcire apare numai în cazul cînd instrumentele se menţin un timp îndelungat la temperatura de 350—250°C, ceea ce favorizează transformarea unei bune părţi din austenită în troostită aciculară şi schimbă proprietăţile oţelului. Un rezultat similar poate fi obţinut parţial în cazul răcirii întîrziate a instrumentelor mari, cu diametrul peste 80—100 mm.

Modificarea rezistenţei la încovoiere a oţelului rapid, în funcţie de condiţiile de răcire, este arătată în figura 1, pentru durate de răcire de 1 şi 2 h.

Influenţa duratei procesului de revenire asupra cantităţii de austenită remanentă este prezentată în figura 2; în figura 3 se arată aceeaşi influenţă asupra durităţii oţelului.

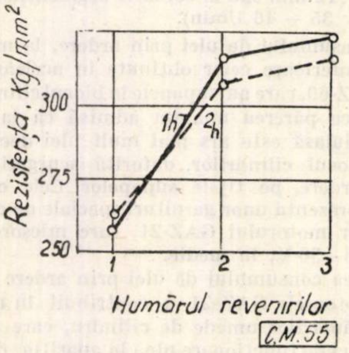


Fig. 1

Rezultatele obţinute permit să se tragă concluzia că mărirea duratei de revenire acţionează asupra austenitei şi poate duce la diferenţe neînsemnate de duritate. Diferenţe de duritate mai importante se obţin dacă temperatura de călire a oţelului R18 este mai mică decît 1 270—1 275°C. Fiecare revenire următoare îndepărtează tensiunile apărute în procesul de transformare a austenitei în timpul revenirii anterioare. Din această cauză, influenţa celei de a treia reveniri devine neînsemnată.

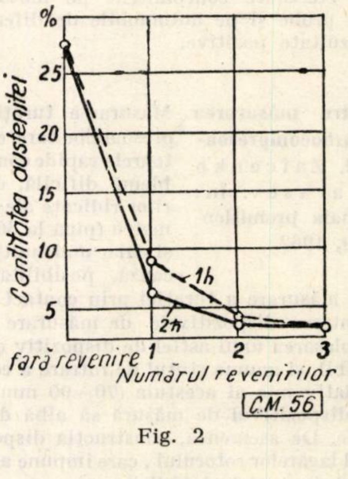


Fig. 2

De asemenea, s-a determinat că, pentru îndepărtarea tensiunilor interne, este suficientă durata unei reveniri de 45—60 min, ceea ce presupune o răcire accelerată cu ajutorul unei circulaţii forţate a aerului de răcire.

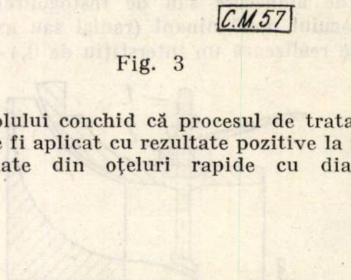


Fig. 3

Autorii articolului conchid că procesul de tratare termică accelerată poate fi aplicat cu rezultate pozitive la instrumentele confecţionate din oţeluri rapide cu diametrul de 60—70 mm.

D. M.

Determinarea uniformităţii avansului maşinilor-unelte cu ajutorul teoriei similitudinii.

B. G. Lurie. În: Stanki i Instrument, nr. 11, 1962.

Mişcarea lentă a cărucioarelor-suport (meselor) ale maşinilor-unelte este caracterizată de ecuaţii diferenţiale neliniare complicate, ce nu se pot rezolva cu ajutorul metodelor analitice obişnuite.

În acest articol autorul propune liniarizarea ecuaţiilor diferenţiale reale şi, pe baza teoriei similitudinii, determinarea parametrilor adimensionali numiţi criterii de similitudine, ce permit analizarea rezultatelor experimentale obţinute pe modele, cu ulterioara adoptare a acestora în proiectarea exemplarelor naturale.

Iniţial se determină ecuaţia autooscilaţiilor cu fricţiune de forma:

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + kx - f_v N = 0$$

în care intră toţi parametrii ce ar putea influenţa caracterul mişcării: forţele de inerţie — $m\ddot{x}$, de amortizare — $h\dot{x}$, de elasticitate — kx şi de frecare — $f_v N$ (tabela 1).

Rezolvarea unei asemenea ecuaţii nu este posibilă deoarece coeficientul de frecare f_v este o mărime neliniară, în funcţie de viteza mişcării — v.

Tabela 1

Parametrul	Simbolul	Dimensiunile
Masa corpului	m	FT^2/L
Rigiditatea	k	F/L
Viteza mişcării	v	L/T
Sarcina normală	N	F
Coeficientul forţelor de rezistenţă	h	FT/L
Caracteristica relativă a regimului de lucru	$\dfrac{\lambda}{\lambda_{cr}}$	—

Analiza experimentală şi teoretică efectuată permite exprimarea coeficientului de frecare f_v în următoarea formă:

$$f_v = \varphi\left(\frac{\lambda}{\lambda_{cr}}\right),$$

în care: $\lambda = \dfrac{\mu v}{p}$ este caracteristica regimului de lucru al corpului în mişcare, determinată de coeficientul viscozităţii dinamice a lubrifiantului μ şi de sarcina specifică p în kgf/cm² iar λ_{cr} — caracteristica regimului de lucru pentru care începe frecarea lichidă.

Dacă se adoptă ca unităţi de bază forţa F, lungimea L şi timpul T, numărul necesar de criterii de similitudine va fi de $6-3 = 3$. Pentru determinarea lor sub forma funcţiilor S, se iau trei mărimi, de exemplu, masa corpului în mişcare — m, rigiditatea acţionării — k, viteza de mişcare — v, se ridică la puterile oarecare α, β şi γ şi se înmulţesc pe rînd cu celelalte trei mărimi rămase. În modul acesta se obţin următoarele expresii pentru funcţiile S:

$$S_1 = m^\alpha\, k^\beta\, v^\gamma \frac{\lambda}{\lambda_{cr}} = [FT^2/L]^\alpha\, [F/L]^\beta\, [L/T]^\gamma\, [0];$$

$$S_2 = m^\alpha\, k^\beta\, v^\gamma\, N = [FT^2/L]^\alpha\, [F/L]^\beta\, [L/T]^\gamma\, [F];$$

$$S_3 = m^\alpha\, k^\beta\, v^\gamma\, h = [FT^2/L]^\alpha\, [F/L]^\beta\, [L/T]^\gamma\, [FT/L].$$

Apoi suma exponenţilor fiecăreia din unităţile de bază se egalează cu zero, iar din rezolvarea ecuaţilor astfel obţinute se determină valoarea exponenţilor α, β şi γ. Valorile obţinute se introduc în expresia funcţiilor S, care iau următoarea formă şi semnificaţie:

$S_1 = \dfrac{\lambda}{\lambda_{cr}}$ — criteriul de similitudine al condiţiilor de frecare în sănii;

$S_2 = \dfrac{N}{v\sqrt{km}}$ — criteriul de similitudine al sarcinii;

$S_3 = \dfrac{h}{\sqrt{km}}$ — criteriul de similitudine al forţelor de amortizare a mişcării.

Verificarea experimentală a metodicii de calcul propusă s-a făcut pe un stand special amenajat (fig. 1), compus din

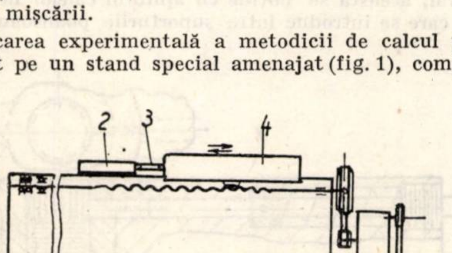


Fig. 1

batiul *1*, pe care se instalează căruciorul experimental *2* şi căruciorul conducător *4*, acţionat de sistemul de acţionare *5*. Căruciorul conducător *4* deplasează căruciorul experimental prin intermediul dinamometrului *3*, de la care pleacă semnale la un oscilograf de tipul MPO—2.

Condiţiile de experimentare au fost următoarele: masa căruciorului experimental — $m = 4{,}06$ kg.s²/m; sarcină normală — $N = 40$ kg; rigiditatea acţionării — k a variat între $1{,}8.10^4$ şi $14{,}6.10^4$ kgf/m; coeficientul forţelor rezistive — $h = 6{,}45$ kg.s/m; cuplajul de frecare: fontă — fontă; lubrifiant — ulei industrial nr. 45; sarcina specifică $p = 2$ şi 5 kgf/cm²; viteza — $v = 2.10^{-2}$ m/s.

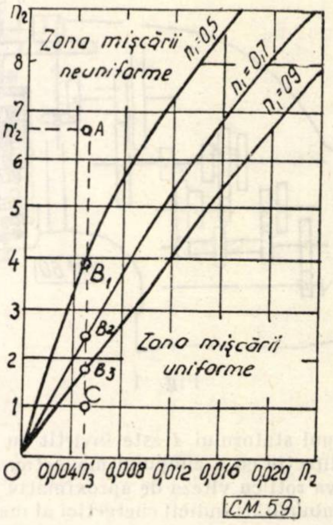


Fig. 2

Rezultatele experimentărilor se dau în tabela 2, iar în figura 2 se arată dependenţa dintre criteriile de similitudine S_2 şi S_3 pentru diferite valori ale criteriului S_1.

Tabela 2

k, kg	S_1	S_2	S_3
$1{,}8 \cdot 10^4$	0,9	8,1	0,024
$3{,}7 \cdot 10^4$	0,9	5,6	0,017
$7 \cdot 10^4$	0,7	5,3	0,012
$14 \cdot 10^4$	0,5	5,3	0,003

Din grafic se determină uşor că pentru condiţiile corespunzătoare punctului A, de exemplu, mişcarea căruciorului va fi neuniformă. Pentru a trece în zona mişcării uniforme, trebuie micşorat S_2, pînă la valoarea corespunzătoare punctului C, adică sub valoarea corespunzătoare punctului B_1 de trecere între cele două zone (pentru $S_1 = 0{,}5$).

Metodica propusă, în articol, de analiză teoretică şi experimentală a caracterului deplasărilor lente în maşinile-unelte permite rezolvarea problemelor legate de asigurarea uniformităţii mişcărilor părţilor mobile din maşinile-unelte, în vederea ridicării calităţii prelucrărilor prin aşchiere.

D. M.

Acţionarea diferenţială rapidă a maşinilor de frezat
I. D. Vragov. În: Stanki i Instrument, nr. 11, 1962.

În laboratorul de cercetări ştiinţifice al Institutului politehnic din oraşul Gorki — U.R.S.S. a fost elaborată construcţia unei maşini de frezat rapide, la care se obţine dublarea vitezei de rotaţie a arborelui principal, faţă de alte tipuri existente.

În această construcţie acţionarea diferenţială rapidă (fig. 1 şi 2) se bazează pe compunerea vitezei unghiulare a cîmpului magnetic, a electromotorului asincron suplimentar *2*, cu viteza unghiulară de rotaţie a propriului stator *3*. Statorul *3* se montează într-un corp cilindric uşor *4*, ce este antrenat de electromotorul principal *1*, fie prin intermediul cutiei de viteze (fig. 1), fie prin intermediul unei transmisii directe cu curele trapezoidale (fig. 2). Alimentarea cu energie electrică a electromotorului suplimentar se face prin inelele *5*.

În varianta întîi (fig. 1) electromotorul suplimentar este un electromotor asincron obişnuit, cu rotorul în scurtcircuit în din seria AB, cu o singură pereche de poli în stator şi cu viteza sincronă de rotaţie a cîmpului magnetic de 3 000 rot/min.

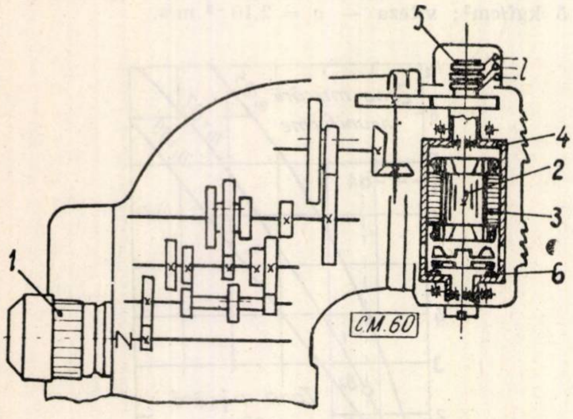


Fig. 1

Dacă şi corpul statorului *4* este învîrtit cu aceeaşi viteză şi în aceeaşi direcţie cu a cîmpului magnetic, axul principal al maşinii se va roti cu viteza de aproximativ 6 000 rot/min. Pentru a se îmbunătăţi indicii energetici ai maşinii, la viteze mici, în gama de turaţii pînă la 3 000 rot/min, se utilizează acţionarea obişnuită cu electromotorul principal *1*, iar peste 3 000 rot/min — acţionarea diferenţială ce se obţine prin anclanşarea cuplajului *6*.

În varianta a doua (fig. 2), la care lipseşte cutia de viteze, diferitele combinaţii între electromotoarele *1* cu trei viteze, *2* cu două viteze şi cuplajul *6*, permit obţinerea a nouă trepte de viteză la arborele principal.

Modelele experimentale de tipul 6M12B au fost executate pe baza maşinilor de frezat existente de tipul 6N12PB, care au limitele vitezei de rotaţie a arborelui principal între 63 şi 3 150 rot/min. Adoptarea acţionării diferenţiale a permis reglarea combinată a vitezei în limite mult mai largi, anume între 63 şi 6 000 rot/min.

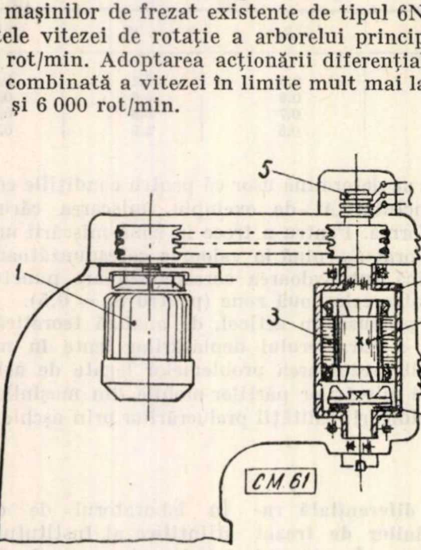


Fig. 2

Caracteristicile mecanice ale acţionării, arătate în figura 3, s-au obţinut în cazul utilizării electromotorului principal cu puterea de 7 kW la 1 460 rot/min şi a electromotorului suplimentar cu puterea de 4,5 kW la 2 870 rot/min. După cum se observă, caracteristicile cu două zone distincte : zona acţionării obişnuite (liniile pline) şi zona acţionării diferenţiale (liniile întrerupte).

În zona acţionării obişnuite reglarea vitezei de rotaţie are loc la putere constantă, determinată de puterea electromotorului principal şi de randamentul cutiei de viteze. În zona acţionării diferenţiale, reglarea vitezei de rotaţie are loc la cuplu constant, a cărui mărime este determinată de cuplul de rotaţie al electromotorului suplimentar. În această zonă, puterea la arborele principal nu rămîne constantă şi creşte pe măsură ce se măreşte numărul de rotaţii ale statorului.

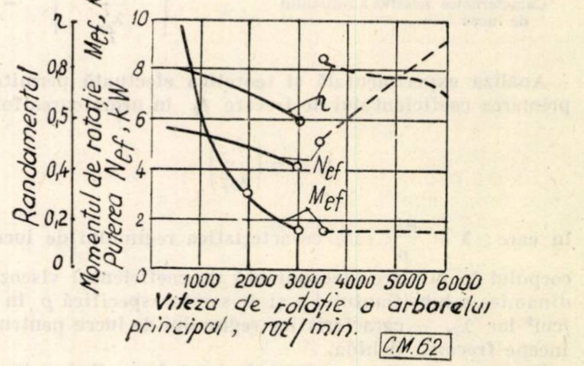


Fig. 3

Autorul arată în concluzie că acţionarea diferenţială permite mărirea importantă a productivităţii maşinilor de frezat şi ridică calitatea prelucrării metalelor prin frezare. În acelaşi timp, pentru treptele superioare ale vitezei, randamentul acţionării diferenţiale 70—80 % este mult superior altor tipuri de acţionări.

Se preconizează adoptarea acţionării diferenţiale atît în proiectarea noilor tipuri de maşini-unelte rapide, cît şi pentru modernizarea celor existente. În felul acesta, limita superioară, a vitezei de rotaţie a arborelui principal pentru tipurile de maşini de frezat 6N12P, 6N13P, 6M12P, 6M13P, se ridică la 4 500 rot/min, iar pentru tipurile 6N12PB, 6N13PB 6M12PB, şi 6M13PB, la 5 000—6 000 rot/min.

D. M.

Reglaj prin şurub asigurînd o înălţime uniformă de închidere a matriţelor complexe. E. H. Bohaboy. În: La Machine Moderne, februarie, 1963.

Pe o presă prevăzută cu o serie de grupuri de matriţe independente care acţionează în cadrul unei matriţe principale, este necesar să se obţină aceeaşi înălţime de închidere pentru toate grupurile de matriţe. În general, aceasta se obţine cu ajutorul calelor de diferite grosimi care se introduc între suporturile poansoanelor, ori

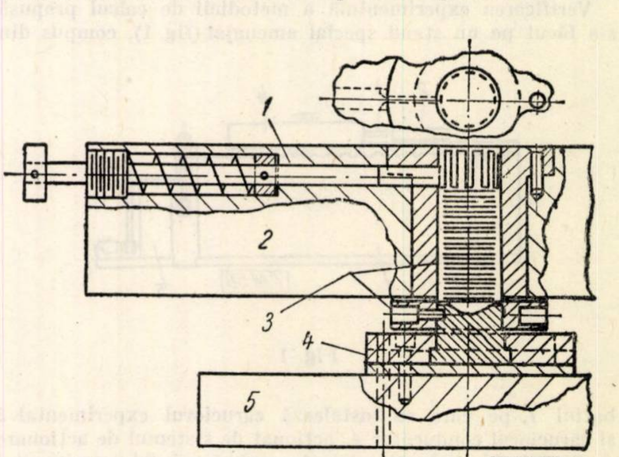


Fig. 1

de cîte ori se rectifică poansoanele. Teoretic ar trebui ca atunci cînd poansonul se rectifică cu 0,02 mm, să se folosească o cală de aceeaşi grosime pentru a se menţine înălţimea de închidere a matriţei.

Practic însă, lucrătorul care deserveşte maşina foloseşte cale de o grosime mai mare pentru a nu fi nevoit să schimbe calele după fiecare rectificare. Poansonul pătrunde deci prea adînc, uzîndu-se sau chiar rupîndu-se.

În figură este arătat un dispozitiv care permite reducerea lungimii poansoanelor prin rectificare şi evită folosirea calelor; el poate fi adaptat pe oricare portpoanson care nu trebuie să fie montat rigid pe matriţa principală. În portpoansonul principal *2* se montează un mîner filetat şi în portpoansonul independent *5* se fixează placa *4*. Mînerul filetat permite un reglaj vertical de 0,018 mm, prin rotirea inelului de reglare *3* şi poate fi imobilizat în 12 poziţii diferite cu ajutorul opritorului *1*. Distanţa de pătrundere a poansonului în matriţă poate fi reglată astfel încît să asigure condiţii optime de prelucrare.

Z. D.

Asamblarea de precizie a bucşelor. F. A. Adams. În: La Machine Moderne, februarie, 1963.

Una dintre condiţiile greu de îndeplinit la montajul bucşelor, este realizarea unei perpendicularităţi perfecte faţă de placa pe care se montează. Metoda obişnuită de montaj este arătată în figura 1: una dintre extremităţile bucşei prezintă o prelungire *2* (reprezentată exagerat în figură), care se fixează prin frecare în placa matriţei, restul bucşei ficsîndu-se prin presare în placă. Dacă bucşa se montează perfect perpendicular, asamblarea este de bună calitate; dacă bucşa este foarte puţin înclinată, asamblarea nu mai este corespunzătoare. Aplicînd metoda de asamblare arătată în figura 2, se obţin rezultate satisfăcătoare, deoarece se poate realiza uşor o perpendicularitate perfectă. În cadrul metodei, asamblarea se efectuează montînd capătul opus în placa matriţei. Această metodă poate fi folosită şi pentru asamblarea axelor de ghidaj.

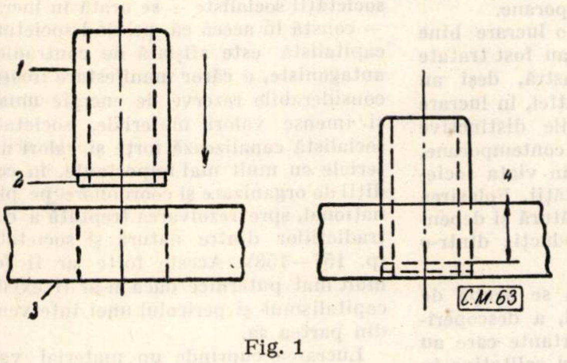


Fig. 1

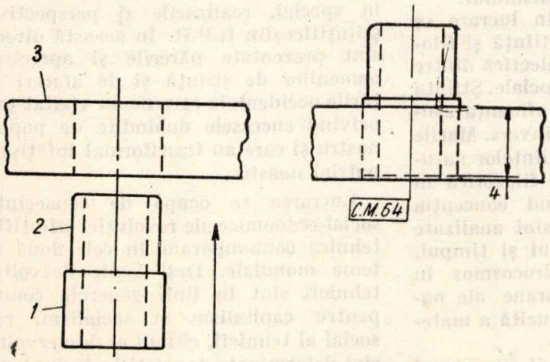


Fig. 2

Z. D.

Nou procedeu de acoperire metalică În: Techniques mondiales, februarie, 1963.

În Japonia s-a pus la punct un nou procedeu de acoperire a suprafeţelor (în special cele ale metalelor) cu filme metalice, care se bazează pe faptul că, dacă suprafaţa care trebuie să fie metalizată este răcită la o temperatură suficient de joasă, picăturile din metalul de acoperire topit vor avea — în atingere cu această suprafaţă — proprietatea de suprafluiditate, răspîndindu-se imediat într-un strat foarte subţire formînd o peliculă continuă. În clipa în care va acoperi suprafaţa, căldura latentă va fi cedată aproape instantaneu; se obţine o suprafaţă de foarte bună calitate, fără discontinuităţi şi rugozităţi.

Această operaţie trebuie să fie efectuată în lipsa oxigenului — în vid sau în atmosferă inertă — sau cufundînd suprafaţa care trebuie să fie acoperită în ulei sau flux topit. Pentru a obţine metalul de acoperire sub formă de lichid se pot folosi două metode: se topeşte metalul şi se aplică pe suprafaţă în mod obişnuit sau se produce o descărcare electrică între doi electrozi, dintre care unul este metalul de acoperire. Este suficient să se controleze cantitatea de picături aplicate pe suprafaţă pentru ca să se obţină grosimea de film dorit. Se pot depune filme şi din alte substanţe afară de metale, dar care au o oarecare afinitate cu suprafaţa acoperită, de exemplu: oxizi de aluminiu, de fier, de crom, de siliciu, de zirconiu etc. Prin acest procedeu se obţin acoperiri de nichel, cobalt cupru, staniu, crom, aluminiu, aur cu o bună calitate a suprafeţei; de asemenea şi acoperiri de titan, de plumb, de platină, de vanadiu de molibden şi de siliciu, care în mod obişnuit se obţin mai greu.

M. P.

Pompe pentru circulaţia lichidelor În: La Technique Moderne, nr. 2, 1963.

În Anglia s-a construit o pompă (reprezentată în figură) pentru circularea oricărui fel de lichid (uleiuri, solvenţi etc.) cu un debit de 1 650 l/h. Ea funcţionează prin rotirea discului *1*, antrenat de către un motor oarecare prin intermediul rotorului *2*, în interiorul corpului pompei *3*, ansamblul arbore-rotor fiind aşezat în interiorul unui carter prevăzut cu un labirint *4* care participă la deplasarea excentricului fără să fie supus la eforturi. Prin mişcarea sa excentrică discul *1* măreşte volumul cuprins între acesta şi unul dintre pereţii carterului, provocînd o aspiraţie a lichidului şi micşorează volumul cuprins între el şi celălalt perete, provocînd o compresare a lichidului; pe cei doi pereţi există orificii de admisiune şi refulare a lichidului.

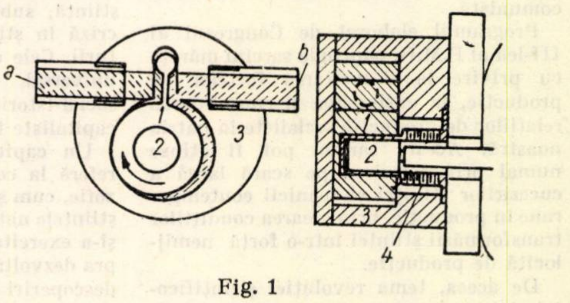


Fig. 1

Dat fiind că mişcarea nu este reversibilă, în construcţia pompei nu sînt necesare nici garnituri de etanşare nici clapete de reţinere.

I. B.

Recenzii

V. ROMAN. **Ştiinţa şi tehnica în epoca trecerii societăţii de la capitalism la comunism.** Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1962.

În prezent omenirea este martora unor transformări revoluţionare în ştiinţă şi tehnică, care deschid perspective uriaşe în cunoaşterea, stăpînirea şi folosirea forţelor naturii de către om şi determină schimbări calitative în ceea ce priveşte dezvoltarea forţelor de producţie contemporane.

Revoluţia ştiinţifico-tehnică contemporană are un caracter mondial. Ea se desfăşoară în condiţiile coexistenţei a două sisteme social-economice opuse care se întrec între ele.

Cele două sisteme sociale oferă condiţii radical deosebite pentru desfăşurarea proceselor revoluţionare din ştiinţă şi tehnică. Relaţiile de producţie ale capitalismului contemporan, perimate din punct de vedere istoric, frînează dezvoltarea forţelor de producţie, împiedică aplicarea cuceririlor ştiinţei şi tehnicii în interesul omenirii, imprimînd un caracter neuniform acestei dezvoltări sub imperiul profiturilor monopoliste. Construirea socialismului şi comunismului creează condiţii nelimitate pentru dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii, asigură aplicarea acestor cuceriri în producţie, folosind ştiinţa ca un instrument de supunere a forţelor naturii de către omul liber de exploatare. Transformările revoluţionare în ştiinţă şi tehnică asigură condiţiile ca producţia să creeze belşugul de produse necesare omului în societatea comunistă.

Programul elaborat de Congresul al III-lea al P.M.R. cuprinde sarcini mărețe cu privire la dezvoltarea forţelor de producţie, la extinderea şi consolidarea relaţiilor de producţie socialiste în patria noastră. Aceste sarcini pot fi atinse numai prin folosirea pe scară largă a cuceririlor ştiinţei şi tehnicii contemporane în producţie, prin crearea condiţiilor transformării ştiinţei într-o forţă nemijlocită de producţie.

De aceea, tema revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane are o însemnătate deosebit de mare nu numai din punct de vedere teoretic, ci şi pentru rezolvarea practică a obiectivului trasat de partid — desăvîrşirea construcţiei socialiste şi crearea condiţiilor trecerii treptate la construirea comunismului.

Lucrarea „Ştiinţa şi tehnica în epoca trecerii societăţii de la capitalism la comunsim", autor prof. univ. ing. V. Roman, este binevenită în sprijinul elucidării unor aspecte din tema susmenţionată, de altfel foarte actuală şi deosebit de importantă.

Autorul lucrării îşi propune să prezinte tîteva aspecte ale corelării dintre ştiinţă, tehnică şi dezvoltarea societăţii în epoca crecerii omenirii de la capitalism la comunism. Meritul deosebit al lucrării constă în lămurirea unor probleme teoretice şi practice de mare actualitate referitoare la corelaţia dintre progresul ştiinţei şi progresul societăţii, dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii în R.P.R., transformarea ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie, progresul tehnic contemporan şi tehnica militară, revoluţia ştiinţifico-tehnică contemporană şi baza tehnico-materială a socialismului şi comunismului etc.

Capitolele lucrării sînt următoarele:

I. Rolul crescînd al ştiinţei în dezvoltarea societăţii.

II. Filozofia şi problemele ştiinţelor naturii.

III. Ştiinţele naturii şi ştiinţe sociale în viaţa societăţii.

IV. Dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii în capitalism şi socialism.

V. Revoluţiile sociale şi revoluţiile în domeniul ştiinţei şi tehnicii.

VI. Revoluţia ştiinţifico-tehnică contemorană şi crearea bazei teznico-materiale a socialismului şi comunismului.

VII. Implicaţii militare ale revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane.

Autorul a abordat într-o lucrare bine închegată probleme care au fost tratate foarte puţin în ţara noastră, deşi au însemnătate deosebită. Astfel, în lucrare sînt prezentate trăsăturile distinctive ale dezvoltării ştiinţei contemporane, rolul crescînd al ştiinţei în viaţa societăţii, în dezvoltarea societăţii. Folosirea ştiinţei este în strînsă legătură şi dependenţă de relaţiile de producţie dintr-o orînduire dată.

În continuare, lucrarea se ocupă de evoluţia ştiinţelor naturii, a descoperirilor ştiinţifice mai importante care au însemnat adevărate salturi calitative în ştiinţă, subliniindu-se şi momentele de criză în ştiinţele contemporane ale naturii. Cele din urmă nu au un caracter universal, ci sînt legate de factorul social-istoric, de relaţiile de producţie capitaliste în epoca imperialismului.

Un capitol însemnat din lucrare se referă la corelaţia dintre ştiinţă şi filozofie, cum şi la unitatea dialectică dintre ştiinţele naturii şi ştiinţele sociale. Ştiinţa şi-a exercitat întotdeauna influenţa asupra dezvoltării filozofiei, şi invers. Marile descoperiri din domeniul ştiinţelor naturii au avut o însemnătate filozofică în decursul veacurilor, întărind concepţia materialistă despre lume; sînt analizate materia şi mişcarea, spaţiul şi timpul, legăturile cauzale în microcosmos în lumina ştiinţelor contemporane ale naturii, ca o confirmare strălucită a materialismului dialectic.

Un spaţiu mai mare a atribuit autorul problemelor dezvoltării ştiinţei şi tehnicii în capitalism şi socialism, revoluţiilor sociale şi revoluţiilor în domeniul ştiinţei şi tehnicii, cît şi rolului revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane în crearea bazei tehnico-materiale a socialismului şi comunismului.

Relaţiile de producţie socialiste imprimă ştiinţei din ţările socialiste o serie de particularităţi şi condiţii pentru dezvoltarea ei vertiginoasă. Necesitatea dezvoltării planificate a ştiinţei, cerută de însăşi stadiul de dezvoltare a forţelor de producţie contemporane, se îmbină armonios cu planificarea întregii economii socialiste. Această particularitate face posibil ca marile descoperiri ce se desfăşoară în ritm accelerat să fie aplicate rapid în producţia socialistă şi să se asigure o coordonare raţională a cercetărilor tehnico-ştiinţifice. Capitalismul este dominat de proprietatea privată care generează anarhic nu numai în producţie, dar şi în cercetările ştiinţifice. Socialismul s-a dovedit superior în toate compartimentele cercetării ştiinţifice şi ale pregătirii cadrelor. Autorul face o analiză amplă a condiţiilor social-economice concrete în care se desfăşoară dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii în cele două sisteme social-economice, a rezultatelor radical deosebite ale aplicării cuceririlor ştiinţifice şi tehnice în producţie, pe plan social, cum şi a perspectivelor dezvoltării ştiinţei şi tehnicii în socialism şi capitalism. „Superioritatea societăţii socialiste — se arată în lucrare — constă în aceea că, pe cînd societatea capitalistă este sfîşiată de contradicţii antagoniste, a căror manifestare iroseşte considerabile rezerve de energie umană şi imense valori materiale, societatea socialistă canalizează forţe şi valori materiale cu mult mai importante, în condiţii de organizare şi coordonare pe plan naţional, spre rezolvarea treptată a contradicţiilor dintre natură şi societate" (p. 157—158). Aceste forţe ar fi fost mult mai puternice dacă n-ar fi existat capitalismul şi pericolul unei intervenţii din partea sa.

Lucrarea cuprinde un material vast, bine documentat, privind dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii în general, succesele dobîndite de ştiinţa sovietică în cele mai importante domenii. De asemenea, se face o prezentare a realizărilor ştiinţei şi tehnicii din celelalte ţări socialiste şi, în special, realizările şi perspectivele ştiinţifice din R.P.R. În această direcţie sînt prezentate părerile şi aprecierile oamenilor de ştiinţă şi de afaceri din ţările occidentale care ne-au vizitat ţara, privind succesele dobîndite de poporul nostru şi care au transformat înfăţişarea patriei noastre.

Lucrarea se ocupă de consecinţele social-economice ale revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane în cele două sisteme mondiale. Deşi legile dezvoltării tehnicii sînt în linii generale comune pentru capitalism şi socialism, rolul social al tehnicii, ritmul ei de dezvoltare sînt determinate de relaţiile de producţie. De aceea, rezultatele şi urmările sînt diferite, pe de o parte adîncind contradicţiile capitalismului, pe de altă parte asigurînd dezvoltarea armonioasă a socialismului.

Autorul combate, în lumina teoriei marxist-leniniste, o serie de concepţii ale ideologilor burghezi privind perspectivele revoluţiei ştiinţifico-tehnice, arătînd în acelaşi timp care este atitudinea clasei muncitoare, a partidelor marxist-leniniste din ţările capitaliste şi a oamenilor de ştiinţă din aceste ţări faţă de schimbările revoluţionare din ştiinţă şi tehnică.

În continuare, autorul lucrării se ocupă de condiţiile transformării ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie, producţia devenind tot mai mult o aplicare tehnologică a ştiinţei. Ea pătrunde în toate elementele forţelor de producţie (mijloace de muncă, obiectul muncii şi forţa de muncă). Revoluţia ştiinţifico-tehnică contribuie din plin la dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului în ţările de democraţie populară şi la crearea bazei tehnico-materiale a comunismului în U.R.S.S. şi apoi în toate celelalte ţări.

Ultimul capitol al lucrării se referă la implicaţiile militare ale revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane, unde se prezintă un istoric al dezvoltării tehnicii militare şi al situaţiei actuale a raportului de forţe pe arena internaţională şi a posibilităţii preîntîmpinării războiului în epoca actuală.

Lucrarea conţine preţioase referiri la clasicii marxism-leninismului şi la documente ale partidelor comuniste şi muncitoreşti, la documentele partidului nostru, cît şi la o serie de oameni de ştiinţă din trecut şi contemporani. Ea constituie o analiză profund ştiinţifică şi partinică a unor probleme complexe şi variate, de strictă contemporaneitate.

Amalia Caţi

St. NĂDĂŞAN, B. HOROVITZ, Al. BERNATH şi V. SAFTA. **Oboseala metalelor.** Bucureşti, Ed. Tehnică, 1962.

Proiectarea maşinilor cu piese solicitate variabil în timp pretinde cunoaşterea amănunţită a comportării metalelor la astfel de solicitări.

Lucrarea prezintă un material bogat şi bine închegat din domeniul oboselii metalelor. Pe lîngă materialul de sinteză, lucrarea foloseşte şi rezultatele unor cercetări efectuate recent la Baza de cercetări din Timişoara a Academiei R.P.R. şi la Catedra de rezistenţa materialelor şi organe de maşini a Institutului politehnic din Timişoara asupra rezistenţei la oboseală a oţelurilor nealiate, metodologia determinării rezistenţei oţelurilor supuse la solicitări de încovoiere rotativă cu şocuri adiţionale, încercarea la oboseală prin metoda încărcării progresive, mărirea rezistenţei la oboseală a oţelurilor prin metode galvanice etc.

Lucrarea este organizată în cinci capitole.

În primul capitol se prezintă solicitările ciclice şi rezistenţa la oboseală. După ce se dau noţiunile necesare despre solicitările ciclice, se insistă asupra fenomenului fizic de distrugere a metalelor prin oboseală, mai puţin dezvoltat în literatura romînă de specialitate. Se prezintă teoriile alunecării şi uzurii, termodinamicii, întăririi, întăririi şi relaxării (afinării), dislocaţiei şi teoriile statistice. În continuare se dezvoltă metodele de determinare a rezistenţei la oboseală: metodele directe (Wöhler, Prot, Locati, Ivanova), metodele indirecte bazate pe modificarea unor constante fizico-mecanice în cursul solicitării ciclice şi metodele indirecte bazate pe relaţii între rezistenţa la oboseală şi alte caracteristici mecanice.

Al doilea capitol este afectat studiului influenţelor diferiţilor factori asupra rezistenţei la oboseală. Factorii au fost grupaţi în trei mari categorii: constructivi (forma piesei şi modul de asamblare, dimensiunile), tehnologici (materialul, calitatea suprafeţei etc.), condiţii de exploatare (felul solicitării, gradul de asimetrie a ciclului, şocuri, temperatura etc.). Se dau numeroase date asupra coeficientului teoretic de concentrare, coeficientului de sensibilitate de crestare, coeficienţilor de mărime şi se prezintă mijloacele pentru mărirea rezistenţei la oboseală. Se pun în evidenţă influenţele compoziţiei chimice, ale factorilor metalurgiei, incluziunilor, forjării şi laminării, ecruisării etc. Se insistă asupra prelucrării mecanice prin aşchiere, tratamentelor mecanice (ecruisarea cu jet de alice şi rularea cu role), tratamentelor termice şi termochimice, acoperirilor prin depunere electrolitică şi a tratamentelor combinate.

Capitolul al treilea dezvoltă calculul de rezistenţă la solicitări variabile. Se arată modul în care se calculează coeficientul de siguranţă pentru cicluri simetrice şi asimetrice, cu stări de solicitare diferite (monoaxiale, biaxiale). Capitolul cuprinde şi exemple ilustrative de calcul.

Al patrulea capitol dezvoltă tehnica încercărilor la oboseală, prezentînd un material foarte valoros pentru laboratoarele uzinale care vor fi foarte curînd solicitate să execute astfel de încercări.

După prezentarea sistematică a maşinilor de încercare la oboseală, se dau date asupra epruvetelor şi confecţionării acestora. O atenţie însemnată se dă metodicii încercărilor arătîndu-se operaţiile de pregătire a încercărilor (stabilirea planului încercărilor, alegerea maşinii de încercare, prelevarea probelor şi confecţionarea epruvetelor, controlul acestora, determinarea tensiunilor şi deformaţiilor, calibrarea maşinilor), precum şi indicaţiile necesare executării încercărilor (manevrarea maşinilor, determinarea numărului de cicluri pînă la rupere, influenţa temperaturii, controlul încercărilor). Capitolul se încheie cu indicaţii asupra prelucrării datelor încercării: trasarea curbelor medii de oboseală, analiza statistică a rezultatelor încercărilor de oboseală, utilizarea datelor obţinute la încercările de oboseală.

Ultimul capitol al lucrării conţine rezultatele încercărilor la oboseală a oţelurilor carbon de calitate fabricate în R.P.R. (lucrări efectuate la Baza din Timişoara a Academiei R.P.R.).

Lucrarea cuprinde o foarte bogată bibliografie (peste 300 lucrări), ceea ce asigură posibilitatea adîncirii unor probleme de către cei cărora li se adresează, ingineri şi tehnicieni din institutele de proiectare, din producţie şi din laboratoarele de încercări ale metalelor.

Prof. ing. C. Aramă

CĂLIN ADRIAN VASILESCU, PERICLE SVORONOV şi VICTOR PIMSNER. **Exploatarea raţională a gazelor naturale.** Editura Academiei Republicii Populare Romîne, 1963, 365 pag. 269 fig., 58 tab., 2 pliante, 4 diag., 177 bibl.

Lucrarea de faţă reprezintă rezultatul colaborării multor ani a specialiştilor din cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. şi din cadrul M.I.P.Ch. — Direcţia Generală a Gazului Metan — Mediaş, în scopul introducerii în practică a unor metode originale, elaborate pentru explotarea raţională a gazelor naturale.

După cum se ştie, sondele de gaz metan livrează gaze la presiuni diferite, în funcţie de adîncimea zăcămîntului şi de starea lui de epuizare. Reţeaua de conducte de transport necesită presiuni de pornire cu atît mai ridicate (în absenţa unor staţii de compresoare pe traseu) cu cît lungimea conductei este mai mare. Prin urmare, sondele de gaz metan nu pot debita decît în acele conducte faţă de care au excedent de presiune, trebuind să existe întodeauna faţă de conductă o diferenţă de presiune care se reduce prin laminare. Situaţia geografică a majorităţii cîmpurilor de gaze naturale din R.P.R. face ca cei mai importanţi consumatori să necesite conducte lungi şi deci presiuni ridicate la pornire. Alimentarea în continuare a conductelor lungi se poate face numai prin forare de noi sonde la mare adîncime; în măsura în care presiunea acestor sonde se apropie de a conductei, ele trebuie trecute la sistemul de conducte care deservesc consumatori mai apropiaţi şi care au, în general, suficientă rezervă de gaz. Cînd s-a atins presiunea de pornire a conductei celei mai scurte, zăcămîntul de gaz este închis, rămînînd însă o cantitate importantă de gaz, nerecuperabilă cu mijloacele normale de exploatare.

De asemenea, în lungul conductei de transportat gaze sînt amplasaţi diferiţi consumatori care necesită gaz la o presiune redusă (cea a reţelei de distribuţie), în timp ce gazul din conductă are o presiune cu atît mai ridicată, cu cît punctul de branşare se află mai aproape de capătul de pornire a conductei. Este evident că, dacă se urmăreşte mărirea debitului de gaz transportat de conductă prin ridicarea presiunii gazului (de exemplu, la pornire), diferenţele de presiune semnalate se măresc.

Din toate acestea rezultă că, în modul uzual de exploatarea a zăcămintelor de gaze naturale, apar diferenţe de presiune nefolosite, atît la sonde, cît şi la punctele de utilizare a gazelor, diferenţe de presiune care pot fi întrebuinţate pentru a sili gazul să presteze lucrul mecanic în maşini şi aparate simple: compresorul cu jet de gaze şi turbina şi motorul de gaz metan. În modul acesta se utilizează energia potenţială a gazelor naturale, făcîndu-se disponibilă o cantitate de energie nefolosită în mod obişnuit, influenţîndu-se şi întreaga exploatare a gazelor naturale, mărindu-se rezerva de gaze pentru consumatorii îndepărtaţi şi debitul de gaze transportabile printr-o conductă; în plus, se realizează o epuizare mai completă a zăcămintelor de gaze cu presiune scăzută.

Compresorul cu jet de gaze foloseşte energia gazelor de la o sondă cu presiune ridicată, pentru a comprima gazele unei sonde de presiune mai scăzută pînă la presiunea medie a conductei de transport. În acest mod, se pot alimenta conductele de gaze cu ajutorul unui aparat simplu, fără piese în mişcare, din orizonturi cu presiuni mai scăzute decît ale conductei, sau se poate realiza extragerea unor cantităţi suplimentare de gaze din zăcămintele epuizate. Aparatul respectiv are avantajele că poate fi montat la fiecare sondă, că este autoreglabil şi ieftin şi că nu necesită, practic, nici o supraveghere şi întreţinere. Desigur că randamentul şi posibilităţile unui asemenea aparat sînt limitate, însă faptul că el face disponibilă, în mod simplu, o energie altfel nerecuperabilă îi îndreptăţeşte pe deplin folosirea.

Turbina şi motorul de gaz metan lucrează prin destinderea gazului între două limite de presiuni, producînd astfel lucru mecanic. Acest lucru mecanic poate fi transformat în energie electrică antrenîndu-se un generator electric, sau se poate antrena un compresor care să comprime în continuare gazul metan. Prin destindere adiabatică, gazul metan se răceşte, astfel încît gazul la ieşirea din maşina de destindere se găseşte la o temperatură scăzută, ceea ce permite utilizarea acestuia ca agent frigorific.

Elementele arătate mai sus au fost prezentate pe larg în anul 1956 la consfătuirea ,,Utilizarea energiei potenţiale a gazelor naturale", organizată de Academia R.P.R., Institutul de energetică. Autorii, care au fost organizatorii acestei consfătuiri, s-au ocupat în continuare de introducerea în practică a aparatelor şi maşinilor menţionate, stabilind totodată condiţiile de funcţionare şi de aplicare. Rezultatul acestei munci şi experienţa respectivă sînt concretizate în lucrarea a cărei recenzie o prezentăm. Deoarece lucrarea se adresează atît specialiştilor în probleme de exploatare de gaze cît şi celor care urmează să construiască sau să exploateze maşinile şi aparatele care fac disponibilă energia gazelor naturale, această monografie dezvoltă atît probleme cunoscute specialiştilor în gaze, cît şi probleme care interesează inginerii constructori de maşini.

Lucrarea este organizată în patru capitole şi cuprinde 10 anexe.

Capitolul I ,,Clasificarea, importanţa şi proprietăţile gazelor naturale", prezintă situaţia industriei de gaze naturale în lume şi în R.P.R. Se constată că gazul natural neasociat din ţara noastră este alcătuit în principal din gaz metan, prezentîndu-se proprietăţile fizice ale acestuia.

Capitolul II ,,Exploatarea şi transportul gazelor naturale" descrie pe scurt modul în care se face extracţia şi transportul acestora. Se prezintă, iar în unele cazuri se obţin, relaţii care permit calculul presiunii gazului atît la sondă, cît şi în diferite puncte ale conductei în funcţie de regimul de exploatare. Din descrierea metodelor clasice de exploatare a gazelor apar imperfecţiunile acestora şi existenţa unei energii potenţiale, neutilizată.

Ca urmare a faptului că exploatările moderne de gaze se fac cu conducte de transport lungi rezultă necesitatea eliminării umidităţii gazelor naturale; cum această tehnică este nouă în R.P.R. şi în parte introdusă şi prin studiile întreprinse de autori, se prezintă unele probleme ale uscării gazelor naturale.

Capitolul III ,,Compresoare şi turbine pentru gaze naturale" tratează construcţia şi funcţionarea agregatelor clasice (compresorul cu piston sau rotativ, turbomotorul cu gaze) precum şi a celor propuse de autori (compresorul cu jet, turbina de gaz metan şi motorul de gaz metan).

Teoria agregatelor clasice este prezentată în legătură cu funcţionarea acestora în sistemul de distribuţie a gazului. Autorii dezvoltă în continuare teoria maşinilor şi aparatelor propuse, prezentînd şi o serie de date experimentale proprii. Majoritatea experienţelor au fost efectuate în laboratorul Institutului de energetică, special creat la Saroş în cîmpul de gaze naturale, unde s-au realizat condiţiile încercării compresoarelor cu jet şi a turbinelor de gaz metan.

Pornind de la constatarea că, cel puţin pentru ţara noastră, turbinele de gaz metan vor fi în număr redus, autorii propun utilizarea unor elemente din seriile curente de maşini rotative construite (fie turbine cu abur, fie grupuri turbocompresoare de supraalimentare). În scopul cunoaşterii performanţelor acestora la folosirea lor ca turbine de gaz metan, se dezvoltă teoria similitudinii maşinilor rotative şi pentru cazul că natura fluidului de lucru se modifică. Astfel este posibil să se calculeze caracteristica turbinei pentru orice compoziţie a gazului ce se destinde.

Capitolul IV ,,Epuizarea raţională a cîmpurilor de gaze" prezintă modul de aplicare al compresorului cu jet în cîmpurile de gaze şi a turbinei de gaz metan pe traseul conductei de transportat gaze. Se dezvoltă, teoretic, condiţiile de aplicare a acestor agregate şi se stabilesc metode de calcul care ţin seamă de evoluţia reală a presiunilor în fiecare moment. Autorii analizează şi posibilitatea satisfacerii nevoilor de energie termică, mecanică şi de frig numai prin alimentare cu gaz metan la diverse tipuri de industrie chimică. Deoarece prin destinderea gazului metan se obţin temperaturi scăzute, iar transportul şi folosirea gazului metan lichid a început în ultimul timp să ia extindere, autorii prezintă pe scurt şi această problemă.

În anexele care încheie lucrarea se dau, întîi, cîteva exemple de aplicare a elementelor noi prezentate, cum ar fi: calculul adaptării motorului cu ardere internă ca motor de gaz metan, calculul turbinei de gaz metan, similitudinea turbinelor de gaze, calculul compresorului cu jet. În continuare, se prezintă o serie de diagrame abordate de autori (de exemplu, diagrama *i-s* a gazului metan) şi care servesc la efectuarea calculelor prezentate în lucrare.

Bibliografia cuprinde peste 170 de titluri de materiale publicate în acest domeniu.

Este de semnalat, în încheiere, că elementele prezentate în capitolele III şi IV ale lucrării reprezintă contribuţii originale ale autorilor, care au fost în parte publicate şi au fost apreciate pozitiv atît în cadrul schimburilor tehnico-ştiinţifice cu ţările lagărului socialist, cît şi la congrese internaţionale.

Această lucrare este o monografie originală care atacă probleme complexe, dintre care cele legate de studiul compresoarelor cu jet şi al maşinilor rotative interesează îndeaproape pe specialiştii din industria constructoare de maşini.

Prof. ing. **C. Aramă**

Un curs documentat, util cadrelor tehnico-economice din industria noastră. Constantin Pintilie ,,Economia, organizarea şi planificarea industriei socialiste". Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1962.

Directivele celui de-al III-lea Congres al P.M.R. cu privire la planul şesenal de dezvoltare a economiei naţionale pe anii 1960—1965 şi la programul de perspectivă pînă în anul 1975 prevăd dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului prin continuarea în ritm susţinut a industrializării socialiste, a cărei trăsătură principală în etapa actuală o constituie trecerea la valorificarea superioară a resurselor naturale ale ţării.

În etapa actuală, industrializarea socialistă are ca sarcină fundamentală intensificarea introducerii tehnicii noi înaintate care să asigure creşterea rapidă a productivităţii muncii în întreaga economie naţională. Ridicarea pe o treaptă superioară a economiei ţării noastre depinde într-o măsură hotărîtoare de nivelul tehnic al mijloacelor de producţie cu care sînt înzestrate ramurile producţiei materiale şi de îmbunătăţirea continuă a organizării producţiei, deoarece aşa cum arată V.I. Lenin ,,supremaţia o are acela care are tehnica cea mai înaltă, organizare, disciplină, şi cele mai bune maşini".

De aceea, accelerarea progresului tenic şi perfecţionarea continuă a organizării producţiei în industria noastră socialistă şi îndeosebi în ramurile industriei metalurgice şi constructoare de maşini constituie probleme de cea mai mare importanţă, a căror rezolvare necesită o cît mai largă cunoaştere a realizărilor ştiinţifice din domeniile tehnicii noi, ale economiei, organizării şi planificării producţiei.

Dezvoltarea industrială a ţării la nivelul tehnicii mondiale ridică tot mai multe şi mai complexe probleme atît tehnice, cît şi de economie, organizare şi planificare a producţiei şi a ramurii, a căror rezolvare necesită creşterea necontenită a pregătirii tehnico-economice a cadrelor din industrie.

Conducerea şi organizarea ştiinţifică a producţiei pot fi realizate numai prin activitatea creatoare competentă desfăşurată de cadre tehnice şi economice cu un înalt nivel de pregătire ştiinţifică profesională, cu o experienţă bogată şi o vie pasiune pentru cunoaşterea şi aplicarea în practică a realizărilor înaintate ale ştiinţei şi tehnicii contemporane.

Însuşirea temeinică a cunoştinţelor economice de organizare şi planificare a industriei socialiste ajută cadrele tehnico-economice să se orienteze în căutarea, găsirea şi aplicarea operativă a soluţiilor optime, cu cea mai mare eficacitate în practică. Acestea necesită însă o dezvoltare şi o perfecţionare rapidă a activităţii de documentare şi informare tehnico-ştiinţifică, în cadrul căreia un rol important de îndeplinit îl are punerea la dispoziţia studenţilor, aspiranţilor şi cadrelor tehnico-economice din industrie a unor lucrări ştiinţifice care să realizeze o analiză temeinică a problemelor teoretice în strînsă legătură cu realitatea vie, să generalizeze experienţa înaintată, şi să prezinte realizările şi tendinţele cele mai noi din practica tehnică, economică, de organizare şi planificare industrială.

Apariţia primului volum al cursului ,,Economia, organizarea şi planificarea industriei socialiste'', de Constantin Pintilie, constituie o realizare care răspunde tocmai unor asemenea cerinţe, deoarece reprezintă o lucrare documentată, valoroasă care va putea ajuta la însuşirea de cunoştinţe ştiinţifice importante, necesare cadrelor tehnico-economice din industria noastră socialistă. Acest prim volum al cursului are ca obiect analiza multilaterală, pe baza învăţăturii marxist-leniniste, a problemelor economiei industriei socialiste. În tratarea amplă şi documentată a tuturor temelor cuprinse în primul volum al cursului recenzat, autorul scoate în evidenţă deosebit de clar fundamentarea ştiinţifică a politicii economice de industrializare socialistă a ţării, promovată cu hotărîre de P.M.R. şi traduesă în viaţă cu entuziasm de harnicul şi talentatul nostru popor.

Analizînd problemele în strînsă legătură cu practica şi tehnica producţiei industriale, autorul încearcă să formeze o concepţie unitară cu privire la problemele tehnice şi economice ale industriei, ceea ce reprezintă un merit al cursului recenzat.

În prefaţa primului volum, autorul arată că şi-a asumat sarcina elaborării unui curs complet de economie, organizare şi planificare a industriei, care să trateze, în volumul I, economia industriei socialiste, în volumul al II-lea, organizarea şi planificarea ramurilor şi întreprinderilor industriale, iar în volumul al III-lea, calculaţii economice şi lucrări practice complexe.

Acest curs, realizat ca o lucrare unitară, amplu documentată şi ştiinţifică, expune în primul volum, la un înalt nivel pedagogic, realităţile din ţara noastră, realizările obţinute şi perspectivele deschise prin traducerea în viaţă a politicii economice de industrializare socialistă.

În volumul I — după o introducere care prezintă conţinutul noţiunii de industrie socialistă, formele istorice ale dezvoltării industriei, precum şi obiectul, baza teoretică şi metoda cursului de economie, organizare şi planificare a industriei socialiste — se analizează multilateral şi aprofundat problemele principale ale economiei industriei socialiste, cum sînt: rolul conducător al industriei socialiste; clasificarea şi structura pe ramuri a industriei socialiste; sistemul conducerii industriei şi întreprinderilor industriale socialiste; concentrarea, specializarea, cooperarea şi combinarea în industria socialistă; repartizarea teritorială (geografică) a industriei socialiste; fondurile fixe şi mijloacele circulante ale întreprinderilor.

Cercetînd tendinţele înaintate ale dezvoltării industriale, autorul ridică sub noi aspecte unele probleme cu privire la indicatorii industriei, căile de îmbunătăţire a conducerii producţiei, repartizarea teritorială a întreprinderilor şi altele.

Tratarea problemelor economiei industriei socialiste care sînt cuprinse în volumul recenzat asigură o sintetizare a experienţei acumulate în industria noastră şi, totodată, prezintă realizările importante şi metodele cele mai noi din industria U.R.S.S. şi a celorlalte ţări socialiste.

Astfel, prezentarea rolului şi pregătirii economiştilor se bazează nu numai pe argumentarea logică, ci este susţinută de exemplificări cu unele măsuri concrete noi şi interesante, cum este de exemplu aceea că, în marile întreprinderi dintr-o serie de regiuni economico-administrative ale U.R.S.S. a fost introdusă funcţia de economist-şef locţiitor al directorului, ale cărui atribuţii constau în coordonarea tuturor serviciilor economice ale întreprinderii, evidenţa şi analiza activităţii economice, întărirea gospodăririi socialiste, studierea şi stabilirea unor forme avansate de organizare a muncii şi producţiei etc., adică desfăşura ea unei activităţi creatoare, a unei munci de concepţie pentru a rezolva la un nivel superior problemele concrete mereu noi ale economiei, organizării şi planificării industriei socialiste, aflată în continuă dezvoltare pe baza progresului tehnic rapid.

Subliniind necesitatea îmbinării pregătirii economice cu cea tehnică în stadiul actual al dezvoltării industriale, pe baza tehnicii marii producţii moderne, autorul arată că ,,un economist de tip nou trebuie să ştie să lucreze independent şi activ, să desfăşoare o muncă creatoare, să ştie să rezolve probleme noi care se pun în dezvoltarea rapidă a producţiei, să se adapteze cu uşurinţă nevoilor acesteia, să ştie să lege în mod creator teoria de practică, ceea ce presupune formarea gîndirii practicii vii complexe a economistului''.

Aceste precizări sînt de mare importanţă deoarece în practică mai sînt unii care reduc activitatea economiştilor, chiar cu pregătire superioară, la simpla completare a unor formulare de evidenţă sau alte munci mărunte de birou, care împiedică dezvoltarea capacităţii creatoare a unor cadre, ceea ce este în detrimentul rezolvării la un nivel mai înalt a problemelor de economie, organizare şi planificare în cadrul diferitelor sectoare din unele unităţi industriale.

În expunerea unor aspecte ale diferitelor probleme din volumul recenzat s-au strecurat unele formulări teoretice care prin imprecizie şi conţinut se îndepărtează de adevărul ştiinţific. Astfel, de pildă, la pagina 4 se afirmă în general că ,,industrializarea socialistă, primatul producţiei mijloacelor de producţie, duce la crearea şi dezvoltarea continuă a bazei tehnico-materiale a socialismului şi comunismului, la realizarea acelei indicaţii a lui Lenin, după care ,,interesul principal şi fundamental al proletariatului după ce a cucerit puterea de stat este de a mări cantitatea de produse, de a spori în proporţii uriaşe forţele de producţie ale societăţii''. Într-o astfel de formulare nu numai că citatul din Lenin este oarecum lipit pentru a susţine o teză la care nu se referă direct, dar totodată autorul greşeşte cînd situează industrializarea socialistă şi în condiţiile de creare şi dezvoltare a bazei tehnico-materiale a comunismului, care înseamnă o creştere uriaşă a forţelor de producţie ce se poate obţine numai pe baza unei industrii multilateral şi puternic dezvoltate, la nivelul celor mai noi cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii mondiale.

De asemenea, nu este justă nici formularea de la pagina 62, în care se arată că ,,în lumina celor spuse apare foarte clar aprecierea industrializării socialiste ca lege a construcţiei socialiste, aşa cum se formulează şi în Declaraţia Consfătuirii reprezentanţilor partidelor comuniste şi muncitoreşti de la Moscova din noiembrie 1957''. Aprecierea industrializării socialiste ca o lege a construcţiei socialiste în general nu este justă, iar în Declaraţia Consfătuirii reprezentanţilor partidelor comuniste şi muncitoreşti de la Moscova nu există o asemenea formulare.

Tematica tratată în cele nouă capitole ale primului volum al cursului era bine să fie completată cu unele probleme care merită să fie analizate, cum ar fi: dezvoltarea şi lărgirea exportului nostru de produse industriale, sau pregătirea şi folosirea cît mai bună a cadrelor necesare industriei noastre socialiste.

Aceste teme tratate corespunzător ar fi mărit mai mult valoarea documentară şi informativă a cursului recenzat şi sînt de mare importanţă şi actualitate pentru formarea unui orizont larg de cunoştinţe necesar cadrelor tehnice şi economice din industria noastră socialistă în plină dezvoltare

Lipsurile de amănunt apărute prin imprecizia unor formulări şi netratarea separată mai amplă a unor probleme importante nu umbresc nivelul ştiinţific, pedagogic şi utilitatea reală a volumului I al cursului ,,Economia, organizarea şi planificarea industriei socialiste'' de Constantin Pintilie.

Tratarea sistematizată şi amplu documentată a problemelor în toate capitolele volumului I al cursului recenzat constituie rodul şi dovada unei activităţi didactice şi ştiinţifice susţinute, care merită să fie scoasă în evidenţă cu atît mai mult, cu cît a asigurat umplerea unui gol existent în literatura noastră economică de nivel superior.

Studierea primului volum al cursului „Economia, organizarea şi planificarea industriei socialiste”, de C. Pintilie, va asigura cadrelor tehnice şi economice însuşirea unor cunoştinţe utile în activitatea desfăşurată, pentru a contribui la realizarea creşterii nivelului tehnic şi organizatoric al întreprinderilor, la îmbunătăţirea necontenită a activităţii economice şi de producţie în industria noastră metalurgică şi constructoare de maşini, ramuri de bază ale dezvoltării economiei naţionale.

Ing. **Şt. Dumitraşcu**

FOCK, V. A. **Teoria spaţiului, timpului şi gravitaţiei** (Teoria prostranstva vremeni i tiagotenia — Izdanie vtoroe dopolnennoe). Editura Academiei Republicii Populare Romîne, 1962, 652 p.

Lucrarea prezentată, una din cele mai desăvîrşite construcţii logice de nivel cu totul superior din punct de vedere ştiinţific, apare în limba romînă, cu o serie de noi completări, după opt ani de la apariţia sa în limba rusă şi după ce a fost editată în limba engleză („Pergamon” — Londra) şi în cea germană („Akademie Verlag” — Berlin).

Sensul iniţial al conţinutului este expunerea cercetărilor autorului în legătură cu teoria gravitaţiei a lui Einstein, cercetări ce au permis concluzia că, pentru problemele importante ale fizicii, univocitatea soluţiilor ecuaţiilor gravitaţionale poate fi determinată prin introducerea unor condiţii suplimentare corespunzătoare. Consecinţa acestei concluzii a fost pe de o parte fundamentarea unui nou punct de vedere asupra teoriei gravitaţiei, iar de pe altă parte, necesitatea reexaminării teoriei spaţiului, timpului şi gravitaţiei din acest nou punct de vedere. Sub acest aspect poate fi considerat sensul general al lucrării.

Introducerea cuprinde o prezentare a problemelor generale ale teoriei spaţiului galileian şi ale teoriei spaţiului riemannian şi einsteinian, precizîndu-se corelaţia necesară cu noul punct de vedere al autorului.

Primul capitol al lucrării se referă la teoria relativităţii. După o scurtă prezentare a noţiunii de coordonate în cadrul geometriei euclidiene şi riemanniene şi a problemei poziţiei unui corp aţă de un sistem de referinţă dat, se prezintă legea de propagare a frontului unei unde electromagnetice şi ecuaţiile razelor. Principiile fundamentale ale teoriei relativităţii formează obiectul unui paragraf separat, urmat de prezentarea transformării lui Galilei şi aceea a lui Lorenz.

Consecinţele rezultate din forma transformării lui Lorenz, succesiunea în timp a evenimentelor în sisteme de referinţe diferite, compararea intervalelor de timp în sisteme de referinţă mobile, compararea distanţelor şi lungimilor în sisteme de referinţă mobile sînt examinate în paragrafe distincte.

Capitolul cuprinde şi analiza noţiunii de viteză relativă, precum şi expunerea problemelor legate de spaţiul vitezelor ale lui Lobacewski-Einstein.

În al doilea capitol se examinează problemele teoriei relativităţii sub formă tensorială, printre care trebuie menţionate rezultatele referitoare la unicitatea tensorului-masă, pentru ca în capitolul următor să se prezinte aspectele teoriei tensoriale generale, insistîndu-se asupra tensorului de curbură şi a proprietăţilor generale ale acestuia.

Formularea teoriei relativităţii în coordonate arbitrare formează conţinutul capitolului următor, în care se analizează corelaţia dintre forma ecuaţiilor determinate pentru desfăşurarea unui proces fizic în spaţiu şi timp şi proprietăţile spaţiului-timp sau modul de determinare a coordonatelor respective. Capitolul se încheie cu un important paragraf cuprinzînd observaţii asupra principiului relativităţii şi asupra covarianţei ecuaţiilor, precizînd totodată sensul fizic al principiului relativităţii.

Legea generalizată a lui Galilei, ecuaţiile gravitaţionale ale lui Einstein şi rezolvarea lor, împreună cu aspectele particulare respective, constituie conţinutul capitolului referitor la bazele teoriei gravitaţiei.

Capitolul următor se referă la analiza legii gravitaţiei şi a legilor de mişcare, din care se reliefează formularea generală a problemei mişcării unui sistem de mase, forma aproximativă a ecuaţiilor gravitaţiei, ecuaţiile mişcării şi condiţiile de armonicitate, structura internă a corpului (ecuaţiile lui Leapunov), calculul cantităţii de mişcare şi al forţei, ecuaţiile mişcării de translaţie, integralele ecuaţiilor de mişcare ale unui sistem de corpuri.

Problemele potenţialului gravific, formularea legilor de conservare şi unele probleme de principiu — teoria deplasării spre roşu, spaţiul Friedmann-Lobacewski, teorema unicităţii undelor etc. — formează conţinutul ultimului capitol al lucrării.

În încheiere, sub formă de anexe, sînt prezentate o serie de demonstraţii legate de conţinut: demonstraţia unicităţii tensorului energie-impuls al unui cîmp electromagnetic, a unicităţii tensorului-masă hidrodinamic, integrarea ecuaţiei frontului de undă, transformarea tensorului lui Einstein, deducerea transformării lui Lorenz etc.

Prezentarea conţinutului lucrării reflectă în mod evident necesitatea posedării din partea cititorului a unor cunoştinţe preliminare suficiente, atît din punctul de vedere al fizicii teoretice, cît şi din punct de vedere matematic.

Sub acest aspect, poate fi consultată de studenţii facultăţilor de fizică — în ce priveşte unele capitole — şi integral de către aspiranţii de specialitate.

Lucrarea se adresează oamenilor de ştiinţă, savanţilor de specialitate care pot găsi în cadrul respectiv o serie de soluţii originale pentru unele din problemele de mare importanţă ale fizicii teoretice.

M. Soare

Prof. dr. KANAFOJSKI. **Maşini de recoltat păioasele** (Halmfruchterntemaschinen). Berlin, VEB Verlag Technik, 1961, 470 p. 441 fig.

Lucrarea prezintă aspectele teoretice şi principiile de construcţie ale maşinilor agricole utilizate pentru recoltarea păioaselor.

În cadrul introducerii, în afară de prezentarea generală a conţinutului lucrării, apare şi un studiu comparativ, cuprinzînd preţioase date statistice, în legătură cu diferitele procedee utilizate pentru recoltarea păioaselor.

Primul capitol reprezintă un succint studiu teoretic asupra metodelor generale utilizate în tehnică pentru tăierea materialelor în general şi a culturilor omogene în special, fiecare metodă fiind analizată sub aspectele sale caracteristice.

Istoricul dezvoltării maşinilor de recoltat cereale cuprinde cîteva pagini. Sînt sistematic prezentate diversele etape de dezvoltare, pornind de la teoria secerii şi coasei pînă la maşinile de secerat ale secolului XIX.

Studiul propriu-zis al maşinilor pentru recoltarea păioaselor începe cu capitolul al treilea al lucrării în care sînt analizate dispozitivele de tăiere prin forfecare. Capitolul cuprinde teoria elementelor de tăiere şi a funcţionării maşinilor respective, teorie prezentată în mod cu totul precis şi sintetic. Studiul dinamic al maşinilor şi analiza mecanismelor de comandă formează obiectul unor paragrafe separate.

Teoria dispozitivelor de tăiere propriuzisă este prezentată pe scurt în capitolul următor.

În continuare, sînt luate în considerare maşinile de cosit, problemă în legătură cu care se realizează un scurt studiu comparativ asupra metodicelor utilizate şi se prezintă funcţional tipurile constructive actuale. Un aspect interesant în cadrul capitolului îl realizează bilanţul de putere determinat pentru utilajul considerat.

Maşinile de recoltat fînul sînt examinate sub diferitele lor aspecte specifice şi analizate complet din punct de vedere teoretic: teoria organelor active, dinamica maşinilor, elemente de construcţie, problemele exploatării, randamente, bilanţul de putere. Maşinile de strîns fînul şi nutreţul verde sînt analizate cinematic, prezentîndu-se formele constructive particulare: maşini de încărcat, maşini de tocat, prese etc. O prezentare similară este realizată pentru maşinile de recoltat cereale şi rapiţă.

Aproape o treime din volumul lucrării este ocupat de capitolul referitor la combinele pentru cereale. Problemele referitoare sînt prezentate cu totul sistematic. Principii generale, teoria elementelor constructive, cinematica agregatelor, dispozitive de acţionare şi de treierat, puterea necesară, prelucrarea paielor, dispozitive de sortare şi comandă sînt numai unele din subiectele mai importante dezvoltate în cadrul capitolului. Se remarcă analiza aspectelor puterii consumate de diversele organe, analiză realizată precis şi sugestiv. Mai trebuie notată ampla bibliografie ce însoţeşte capitolul.

Maşinile pentru recoltatul porumbului sînt prezentate principial, remarcîndu-se o corespunzătoare analiză a lucrărilor pentru recoltarea culturilor respective.

O mai dezvoltată prezentare se realizează, în cadrul lucrării, pentru maşinile necesare recoltării plantelor textile. Este redată teoria elementelor pentru recoltarea tulpinilor şi expuse separat maşinile specifice utilizate în cultura inului ca şi în cultura cînepii.

Ultimul capitol al lucrării reprezintă aspectul original al determinării principiilor generale de considerare a maşinilor de recoltat cereale şi nutreţ, precum şi aspectele principale ale încercărilor pentru determinarea performanţelor.

Lucrarea prezentată este remarcabilă sub aspect tehnic şi ştiinţific. Materialul conţinut este redat sub o formă cu totul sistematică, fapt ce permite asimilarea sa corespunzătoare, şi este însoţit de o amplă bibliografie repartizată fiecărui capitol în parte.

Realele calităţi ale lucrării permit utilizarea sa într-un larg cadru — ingineri agronomi, mecanizatori, constructori de maşini agricole, studenţi în specialitatea respectivă, cercetători şi cadre didactice.

M. S.

A. N. RABINOVICI. **Mecanizarea şi automatizarea complexă în construcţia de maşini şi aparate.** Bucureşti, Editura tehnică, 1962, 367 p., 357 fig.

Cartea sa se adresează proiectanţilor şi tehnologilor din ramura industriei constructoare de maşini şi aparate, completînd domeniul mecanizării şi automatizării cu o lucrare bogat documentată.

În prima parte, care tratează automatizarea proceselor de montaj, în capitolul I sînt expuse principiile generale ale teoriei asamblării automate. Principiile sînt exemplificate prin descrierea soluţiilor constructive din diferite domenii, ca de pildă fabricarea lanţurilor cu role, a becurilor electrice şi a aparatelor.

Capitolul al II-lea se ocupă de dispozitive şi agregate pentru asamblarea şi stivuirea automată.

Se începe prin descrierea agregatelor de asamblare pentru pistoane cu biele, a bielelor, a ştanţelor automate pentru lanţurile de tablă, a bucşelor, a lamelor filtrelor de benzină.

Se continuă prin descrierea maşinilor automate pentru montarea rulmenţilor, asamblarea elementelor de radiator, a pieselor pentru asamblarea utilajului de foraj, precum şi a diferitelor subansambluri din industria de automobile (cardane, supape etc.).

Construcţia de aparate este exemplificată cu maşinile automate pentru asamblat manometre, automatizarea umplerii cu tole a bobinelor, mecanizarea proceselor de înşurubat şuruburi mecanice şi de lemn.

Capitolul al III-lea tratează mecanizarea montării echipamentului electronic şi începe prin descrierea proiectării modulare în electronică, ca bază pentru procesele automatizate.

Se continuă cu sistemele de montare a pieselor şi cu descrierea maşinilor automate pentru asamblarea circuitelor imprimate.

Partea a II-a a lucrării, care cuprinde liniile, secţiile şi uzinele automate, începe cu capitolul al IV-lea în care se prezintă problemele generale ale proiectării liniilor automate. Sînt analizate clasificarea liniilor automate, principiile de proiectare a procesului tehnologic pentru liniile automate, alegerea regimurilor de aşchiere, precum şi a şaibelor şi utilajului respectiv.

Un alt paragraf tratează structura şi instalaţiile de transport ale liniilor automate şi cuprinde transportoarele, mecanismele de rotire, manipulatoarele transportoare suspendate cu lanţ, structura liniilor cu flux direct şi structura liniilor compuse din maşini-unelte de uz general.

Paragraful următor tratează, exemplificat, mecanismele de prindere şi de fixare automată a poziţiei pieselor.

Mecanismele de comandă ale liniilor automate sînt descrise în paragraful următor, care cuprinde mijloacele de comandă, traductoarele, elementele intermediare ale mecanismelor, aparatele şi motoarele de execuţie a comenzilor.

Ultimele două paragrafe se ocupă de sectorizarea liniilor automate şi de agregatele pentru acumularea şi livrarea semifabricatelor.

Capitolul al V-lea descrie liniile automate ale maşinilor-unelte agregat, avînd ca exemplu linia automată pentru prelucrarea blocurilor de motor, a chiulasei şi carcasei transmisiei de la tractor.

Capitolul al VI-lea tratează liniile automate realizate din utilaj universal tipizat şi exemplifică linia automată pentru prelucrarea arborilor şi profilelor, a roţilor dinţate, a rulmenţilor cu role conice, a pistoanelor şi şuruburilor. Prin aceste exemple, capitolul acoperă un cîmp mare de prelucrare din domeniul construcţiilor de maşini.

Capitolul al VII-lea descrie liniile automate la maşini-unelte speciale, ca: linia pentru prelucrarea finală a alezajului bolţului din piston, liniile automate pentru suprafinisarea pieselor, pentru prelucrarea manuală, precum şi linia cu comanda după program.

Capitolul al VIII-lea tratează liniile automate din utilaj modernizat, ca: linia automată pentru prelucrarea de grup, pentru prelucrarea scripetelor de cablu, şi linia pentru rectificarea rolelor-butoi.

Capitolul al IX-lea descrie liniile de asamblare automate şi semiautomate; sînt descrise: linia de asamblare a lanţurilor Gall de la combine; linia pentru matriţare şi asamblare automată a nervurilor de la ramele radiatoarelor auto; linia automată pentru sudarea roţilor de autovehicule; linia de lipire a cadrelor de bicicletă; linia automată pentru asamblarea diferitelor tipuri de rulmenţi; linia automată pentru asamblarea becurilor electrice.

Capitolul al X-lea tratează despre secţii şi uzine automate, descriind: sectorul automat pentru fabricarea şuruburilor şi piuliţelor; secţia automată de fabricare a rulmenţilor cu bile şi cu role; uzina automată de pistoane.

Cartea conţine un îndreptar bibliografic, cuprinzînd 25 titluri de carte şi 17 titluri de reviste.

I. Bălănescu

A. V. LAKEDEMONSKI şi V. E. HREAPIN. **Lipirea şi aliaje pentru lipit.** Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

Lipirea reprezintă un procedeu tehnologic foarte răspîndit în domeniul electrotehnic, al mecanicii uşoare şi al prelucrării tablei subţiri.

Manualul de care ne ocupăm constituie o sinteză a experienţei acumulate de U.R.S.S. şi de alte ţări în acest domeniu, şi este alcătuit din şapte capitole şi un îndreptar bibliografic cu 44 titluri.

Capitolul I tratează bazele teoretice ale lipirii, expunînd avantajele procesului tehnologic, precum şi fenomenele fizice ale acestuia.

Capitolul al II-lea se ocupă de aliajele de lipit şi începe cu o clasificare a lor, precum şi cu descrierea caracteristicilor mecanice.

Paragraful al doilea cuprinde descrierea aliajelor pentru lipit uşor fuzibile, cu indicarea condiţiilor tehnice, diagrame de echilibru, proprietăţi mecanice şi fizice.

Paragraful al treilea cuprinde descrierea aliajelor pentru lipit greu fuzibile, fiind tratat similar cu paragraful al doilea.

Paragraful al patrulea cuprinde bazele tehnologice de alegere a aliajelor pentru lipit.

Capitolul al III-lea tratează despre fluxurile pentru lipit şi începe cu rolul acestora în lipire.

Paragraful al doilea expune condiţiile generale pe care trebuie să le îndeplinească fluxurile.

Paragraful al treilea descrie complet fluxurile pentru lipire cu aliaje uşor fuzibile.

Paragraful al patrulea descrie amănunţit fluxurile pentru lipire cu aliaje de lipit greu fuzibile.

Capitolul al IV-lea tratează despre executarea îmbinărilor, începînd cu tipurile de cusături, dă indicaţii constructive pentru prinderea pieselor, jocurile optime, defectele îmbinărilor, datele privind rezistenţa şi controlul lipiturilor.

Capitolul al V-lea se ocupă de pregătirea pieselor pentru lipire. Se descriu procedeele mecanice şi chimice de degresare, decapare şi spoire, inclusiv utilajele de lucru respectiv.

Capitolul al VI-lea se ocupă de metodele de lipire. Se descriu procedeele de lipire cu ciocanul, cu arzătorul de gaze, rezistenţa electrică prin încălzirea cu curenţi de înaltă frecvenţă, lipirea cu arc electric, lipirea prin cufundare în aliajul pentru lipit în stare topită. Se descriu tehnologia lipirii ţevilor de radiatoare, a plăcilor de reazem la fagurele radiatorului, lipirea fagurilor lamelari ai radiatoarelor auto, lipirea sculelor. De asemenea se tratează lipirea în cuptoare cu atmosferă controlată şi necontrolată, precum şi lipirea în băi de săruri.

Capitolul al VII-lea priveşte tehnologia lipirii diferitelor metale, ca oţeluri cu conţinuturi reduse de carbon, oţeluri cu conţinuturi mari de carbon, oţeluri slab aliate, oţeluri de scule, oţeluri inoxidabile, refractare, precum şi lipirea aliajelor şi pieselor de cupru, aluminiu, wolfram, a aliajelor de magneziu, a porţelanului, cauciucului, sticlei şi a cuarţului.

I. B

G. PITULESCU. Întreţinerea automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

Obţinerea unei productivităţi maxime a mijloacelor de transport auto necesită menţinerea lor în stare bună de funcţionare un timp cît mai îndelungat.

Reducerea preţului de cost în transportul auto este legată direct de volumul cheltuielilor de întreţinere care trebuie să fie într-o continuă scădere. Menţinerea mijloacelor auto în stare de funcţionare un timp îndelungat şi scăderea volumului de cheltuieli destinate întreţinerilor cer o muncă perseverentă şi calificată. Autorul a ţinut seamă de aceste deziderate la întocmirea lucrării şi a reuşit să imprime o linie corespunzătoare.

Autorul a împărţit lucrarea în şase capitole.

În capitolul I se dau noţiuni generale despre caracteristicile pieselor componente şi funcţionarea autovehiculelor (motorul, transmisia, şasiul, roţile şi pneurile, mecanismul de direcţie, instalaţia electrică etc.).

Din acest capitol merită să fie reţinută în mod deosebit clasificarea autovehiculelor în care se tratează în mod just felul cum trebuie grupate şi clasificate autovehiculele.

Acest capitol permite cititorului care urmăreşte măsurile ce se iau pentru întreţinerea diferitelor piese şi mecanisme ale autovehiculului să cunoască condiţiile principale de funcţionare ale acestora şi cauza uzurii premature.

Deoarece problema uzurii pieselor este foarte importantă pentru durata de serviciu a autovehiculelor, în capitolul al II-lea autorul tratează toate cauzele care provoacă sau grăbesc uzura prematură a motorului, diferenţialului, suspensiei, direcţiei etc. Se insistă, de asemenea, asupra felului în care condiţiile de exploatare influenţează uzura (felul cum este condus autovehiculul, starea drumului, folosirea unui ulei potrivit anotimpului, neefectuarea la timp a operaţiilor de întreţinere etc.). Autorul indică totodată uzurile care se produc asupra diferitelor organe de la autovehiculele aflate în exploatare la noi în ţară, cum sînt : SR-101, GAZ-51, ZAZ-204 etc. Se arată, de asemenea, cauzele care duc la uzura rapidă a segmenţilor, bielelor, lagărelor de bielă, bolţurilor, pistoanelor, arborelui cotit, organelor de distribuţie, precum şi căile care duc la reducerea uzurilor.

În capitolul al III-lea se arată tehnologia lucrărilor de întreţinere a autovehiculelor. Deoarece un rol important aici îl au autobuzele, se arată procesele tehnologice de întreţinere care trebuie să se execute, metodele de organizare a procesului tehnologic de întreţinere tehnică, organizarea şi planificarea lucrărilor de întreţinere şi utilajul necesar pentru executarea întreţinerii şi reparaţiilor curente.

Întreprinderile noastre de exploatare au fost echipate cu instalaţii moderne de spălare şi ungere a autovehiculelor, care dau un randament ridicat. În lucrare se găseşte descrierea unor instalaţii moderne, automate, comandate prin celule fotoelectrice, dispozitive electromagnetice de pornire şi oprire etc.

De asemenea, sînt arătate aparatele moderne de uns şi deservirea lor în mod raţional, instalaţiile de încărcat bateriile de acumulatoare, dispozitive, scule, aparate pentru organizarea posturilor de lucru necesare executării întreţinerii tehnice.

În capitolul al IV-lea, autorul descrie în mod amănunţit felul cum se execută operaţiile de întreţinere ca : organizarea locului de muncă, operaţiile care se execută la controlul şi îngrijirea zilnică. De asemenea, se dau indicaţii precise pentru întocmirea fişelor tehnologice pentru controlul stării zilnice la autocamionul SR-101, la autobasculanta SR-109 B etc.

Capitolul al V-lea este consacrat întreţinerii autovehiculelor în situaţii speciale (în timpul conservării, în punctele de lucru, în şantiere etc.).

În capitolul al VI-lea se arată măsurile care trebuie luate pentru protecţia muncii în lucrările de întreţinere şi reparaţii curente la autovehicule.

Lucrarea este bine documentată, aducînd ultimele noutăţi tehnice în acest domeniu. Prin felul cum este întocmită, ea va fi de un real folos în munca unităţilor care exploatează autovehicule.

D. Vochin

Cronică

Al XI-lea Congres internaţional de mecanică aplicată

Între 30 august şi 5 septembrie 1964 va avea loc la München al XI-lea Congres internaţional de mecanică aplicată.

Afară de un număr de conferinţe generale, lucrările Congresului se vor desfăşura în cadrul următoarelor două secţii : secţia 1 — mecanica solidelor ; secţia 2— mecanica fluidelor şi gazelor.

Termodinamica, metodele numerice şi maşinile de calcul, ca atare, nu sînt incluse. Se vor primi însă lucrări cuprinzînd aplicaţii specifice în măsura în care sînt legate de problemele cuprinse în secţiile menţionate.

Pentru a acorda o perioadă de 45 minute fiecărei comunicări (30 minute pentru prezentare, 10 minute pentru discuţii şi 5 minute pentru pauză), comitetul va face o selecţie a comunicărilor trimise spre prezentare.

Comunicările vor fi trimise pe adresa : „Programm-Sekretariat des Mechanik-Kongresses, Stuttgart, technische Hochschule, Institut für Mechanik", înainte de 1 februarie 1964.

Pentru a uşura activitatea comitetului este necesar ca lucrarea în întregime (chiar în forma provizorie), sau cel puţin un rezumat foarte cuprinzător, să fie trimisă în patru copii. De asemenea, trebuie să se trimită un rezumat fără formule şi care să nu depăşească 12 rînduri, în limbile engleză, franceză, germană sau italiană. Comunicările prezentate după 1 februarie 1964 nu vor putea fi luate în considerare.

Hotărîrile comitetului sînt definitive şi nu va fi posibil să se mai poarte corespondenţă în acest sens cu autorii. Hotărîrea comitetului cu privire la acceptarea lucrărilor va fi transmisă autorilor cel mai tîrziu pînă la 1 mai 1964. Lucrările prezentate la alte congrese cu caracter naţional sau internaţional nu vor fi acceptate în nici un caz.

Este planificat ca toate comunicările acceptate şi prezentate să se publice în „Lucrările celui de-al XI-lea Congres internaţional de mecanică aplicată".

Organizarea locală se va face de către „Organisations-Sekretariat des Mechanik-Kongresses, München 2, Institut für Mechanik, Arcisstrasse 21". Orice corespondenţă (în afară de trimiterea comunicărilor) va fi expediată pe această adresă. Formele de înscriere şi informaţiile asupra cazării pot fi obţinute de la această adresă după data de 1 iulie 1963. Pentru a se asigura cazarea la München, toţi participanţii trebuie să se înscrie cît mai devreme posibil şi nu mai tîrziu de 1 februarie 1964.

INFORMAŢII

Noi maşini folosite în lucrările agricole

Introducerea în număr tot mai mare a maşinilor noi în lucrările agricole şi perfecţionarea acestora duce la reducerea preţului de cost şi la creşterea însemnată a productivităţii muncii. Printre aceste maşini introduse în lucrările agricole din Uniunea Sovietică este maşina universală suspendată de clădit stoguri SNU—0,5. Maşina poate fi utilizată şi la încărcatul băligarului, la însilozarea nutreţului, la lucrări de construcţie şi la montarea şi demontarea tractoarelor şi maşinilor.

Maşina de clădit stoguri SNU—0,5 este alcătuită dintr-un cadru de sprijin în care este fixat grătarul cu greble, la acesta din urmă fixîndu-se, în partea superioară, o ramă cu un dispozitiv de aplicare. Pentru asigurarea stabilităţii transversale a agregatului la ridicarea greutăţii există un mecanism de blocare a punţii exterioare a tractorului. Greutatea mecanismului împreună cu grătarul cu greble este de 940 kg. Pe lîngă grătarul cu greble, maşina pentru clădit stoguri este completată cu organe de lucru de schimb; cupe, furci cu un braţ pentru lucrări de construcţii şi cu cîrlige pentru diverse materiale.

Maşina de clădit stoguri este suspendată pe tractorul „Belorus". Productivitatea maşinii la clădirea paielor în şire este de 7 t/h. Pentru deservirea ei este nevoie de un tractorist şi de doi sau trei muncitori.

Atunci cînd este folosit transportorul de căpiţe KNU—11 la aranjarea paielor pe plasă pentru facerea stogurilor, cheltuielile de muncă se reduc de 2,9 ori, iar în ce priveşte cheltuielile de exploatare, ele sînt mai mici de 2,4 ori. O mare eficacitate economică se realizează atunci cînd se utilizează tîrşitoarea VTU—10 şi maşina de clădit stoguri SNU—0,5. Cheltuielile de muncă se reduc de 9,4 ori, iar cele legate de exploatare se reduc de 5,3 ori.

Noi tipuri de autobuze în R. P. Ungară

În cursul acestui an, în R. P. Ungară vor fi construite şi date în exploatare noi vehicule necesare transportului de călători. Constructorii de automobile, ţinînd seamă de realizările şi de experienţa dobîndită în acest sector al industriei, au pus la punct un autobuz pentru transportul urban. Noul autobuz, de mari proporţii, al cărui motor are 180 CP (depăşind cu 10% motoarele autobuzelor celor mai moderne), are o capacitate de 180 de locuri şi desfăşoară o viteză de 65 km/h. Vehiculul are o lungime de 17 m. Uzina „Ikarus" a construit primele două prototipuri. Probele efectuate au dat bune rezultate. Producţia în serie a noului autobuz va începe în primăvara acestui an.

În acelaşi timp au fost făcute studii pentru realizarea unui alt autobuz de dimensiuni mai reduse, destinat serviciilor interurbane. Motorul acestui vehicul are 135 CP. Autobuzul, al cărui interior este foarte confortabil, are 50 de locuri, poziţia scaunelor putînd fi schimbată după direcţia spre care se îndreaptă maşina. Vehiculul este prevăzut cu un bar, un frigider şi o bibliotecă.

Dezvoltarea industriei construcţiilor de nave în R. P. Polonă

În R. P. Polonă, industria construcţiilor de nave cunoaşte o puternică dezvoltare. Înainte de anul 1952, şantierele navale din această ţară nu se ocupau decît cu construcţia de vase unicat şi cu repararea navelor. Începînd din anul 1952, s-a trecut, pentru prima dată, la producţia în serie a navelor, dîndu-se în exploatare 42 600 tdw. În anul 1955, tonajul total al navelor construite în R. P. Polonă a fost de 103 700 tdw, iar în anul 1961, de 217 100 tdw. De la înfiinţarea industriei constructoare de nave în R. P. Polonă, au fost construite nave maritime cu un tonaj total de 1 520 000 tdw. (Un număr de nave, cu o capacitate totală de încărcare de 400 000 t, au completat tonajul flotei comerciale proprii, restul fiind destinat exportului.)

Şantierele navale poloneze au lansat pe apă nave maritime cu un tonaj total de 1 760 000 tdw.

O mare atenţie se acordă introducerii progresului tehnic în această ramură a industriei poloneze. Acest lucru se vede din faptul că construcţiile navale au început prin construirea de nave de un singur tip cu o capacitate redusă (2 500 tdw) de construcţie simplă, cu motor cu abur, avînd la bază documentaţie străină, pentru ca, în prezent, să se construiască concomitent 20 de tipuri diferite de cargouri şi vase de pescuit cu un tonaj pînă la 19 000 tdw. Acest lucru este ilustrat de următorul exemplu.

Dacă, în anul 1952, navele cu motor alcătuiau doar 27% din totalul navelor construite, în anul 1961 ele alcătuiau 79%, iar în anul 1962, 97%. De aici se vede că motorul cu abur va fi exclus. În anul 1952, tonajul mediu era de 2 500 tdw, în anul 1961, de 5 000 tdw, iar în anul 1962, de 6000 tdw.

Folosirea aparatelor radioizotopice în industrie

Utilizarea aparatelor şi a metodelor radioizotopice în industrie are o deosebită eficienţă economică. Aşa de exemplu, la maşinile de turnare continuă a oţelului, controlul nivelului metalului lichid în cristalizator se execută, de obicei, vizual. La Uzina siderurgică din Bejiţa, regiunea Briansk, la maşina de turnare continuă a oţelului a fost instalat un regulator cu şase poziţii tip URU-6, echipat cu izotopi radioactivi. Prin aplicarea acestei măsuri, productivitatea maşinilor a crescut cu 21%, producţia anuală a uzinei sporind cu însemnate cantităţi de lingouri. Au fost eliminate opririle utilajului şi pierderile de metal lichid în cazurile de avarie. În general, economiile realizate în această uzină pentru fiecare aparat montat s-au ridicat la 53 000 de ruble anual. Trebuie menţionat faptul că acest aparat nu costă decît 300 de ruble.

Au fost realizate şi sînt în curs de montare diferite instalaţii de măsurare a nivelului la furnale, prevăzute cu servomecanisme cu izotopi radioactivi. Aceste aparate sînt utilizate, de pildă, la cele două mari furnale de la uzina din Novo-Tula. Aparatele procură informaţia sigură şi permit reglarea funcţionării furnalului. După montarea acestor aparate, consumul specific de cocs a scăzut cu 1,5%, productivitatea furnalelor crescînd cu 2%. Economia anuală realizată la cele două furnale ale uzinei din Novo-Tula se ridică la 160 000 de ruble.

Primul automotor fabricat din material plastic

Construcţia automotorului din material plastic în R. F. G. constituie o inovaţie care permite reducerea greutăţii proprii a vagoanelor cu circa 1/3 faţă de cele existente şi totodată mărirea considerabilă a greutăţii utile.

Noua construcţie simplifică foarte mult procesul de fabricaţie prin eliminarea unei întregi serii de operaţii. Greutatea cutiei autoportante a vagonului se reduce cu pînă la 50%.

De asemenea, nu mai este necesară chituirea pereţilor exteriori pentru care pînă în prezent era necesară o cantitate de circa 200 kg de material.

Pentru construcţia noului tip de vagon se folosesc celule prefabricate ce pot fi înlocuite în caz de deteriorare. Aceasta reduce cheltuielile de transport, deoarece celulele vagoanelor pot fi expediate separat şi montate la locul de utilizare.

Pentru interiorul vagonului se folosesc pe scară largă materiale plastice şi fibre sintetice.

Acest sistem de construcţie simplifică mult producţia de vagoane refrigerente de autobuze, de tramvaie, precum şi de vagoane pentru metrouri. În plus, la pornire şi frînare se realizează o importantă economie de energie, iar micşorarea grosimii pereţilor determină creşterea spaţiului util.

Îmbinarea ţevilor de aluminiu cu ajutorul exploziei

A fost elaborată tehnologia îmbinării ţevilor de aluminiu cu ajutorul exploziei, pentru aplicarea căreia se foloseşte o matriţă de oţel pentru menţinerea virolei, în care se introduc capetele ţevilor împreunate. Înăuntrul ţevilor, la locul de legătură, se plasează o încărcătură tubulară de explozibil într-un ambalaj de carton şi cauciuc.

Încărcătura are un detonator şi se aprinde cu ajutorul curentului electric.

Cînd se produce explozia, marginile ţevii se îmbină cu ajutorul virolei. Această îmbinare se realizează în numai 4—5 min şi are o rezistenţă asemănătoare cu cea a ţevilor.

Formarea depunerii de cărbune pe partea inferioară a ţevilor, care se observă la folosirea noului procedeu de îmbinare, poate fi înlăturată prin folosirea altor substanţe explozibile sau prin înlocuirea matriţelor de oţel cu alte materiale.

Revista Revistelor

Vestnik Mașinostroeniia nr. 10/1962. *B. I. Kostețki* și *F. K. Ghermanciuk* — Analiza exploatării materialelor de fricțiune folosite pentru dispozitive de frînare; *V. N. Ghersator* — Mărirea portanței angrenajelor evolvente cu dinți în V prin călirea dinților angrenajului cu curenți de înaltă frecvență; *A. N. Kalujnikov* — Analiza cinematică și dinamică a diferențialului cu două rînduri de galeți; *B. A. Timofeev* — Studiul zgomotului reductoarelor cu corpuri și capace executate din diferite materiale; *S. B. Stopski* — Vibrația și cavitația în mașini hidraulice; *I. F. Concearevici* — Metoda de echilibrare și de izolare împotriva vibrațiilor la mașinile de transport supuse la vibrații; *B. D. Voronkov* — Studiul ungerii automate a rulmenților pentru arbori verticali cu ajutorul tuburilor Pitot; *I. M. Kondratiev* și *S. I. Molorin* — Rulmenți cu bile și cu role cu căi de rulare de sîrmă; *A. N. Mejnikov* — Coeficientul de frecare la contactul elementelor de fricțiune și randamentul transmisiei toroidale cu fricțiune lucrînd în mediu de ulei; *M. M. Klementiev* — Coeficientul de frecare funcție de temperatura de contact; *V. S. Popov* și *N. S. Dmitricenko* — Mărirea rezistenței la uzură a formelor de presare folosite pentru confecționarea produselor refractare; *A. A. Konovalov* — Calculul resoartelor pentru tampoane; *V. N. Plutalov* — Precizia filetului pieselor confecționate din materiale plastice; *I. A. Toder, P. P. Dînkina* și *N. I. Rumeanțev* — Utilizarea materialelor poliamidice pentru lagărele laminoarelor; *A. N. Rabinovici* — Automatizarea controlului poziției pieselor; *L. M. Marienbach* și *A. M. Sapiro* — Mașina de calculat pentru comanda automatizării complexe a funcționării cubiloului; *E. L. Airapetov, M. D. Ghenkin* și *M. A. Rîjov* — Influența arsurilor de rectificare asupra rezistenței la oboseală a roților dințate; *N. T. Gulov* și *V. A. Dumanskaia* — Capacitatea de prelucrare a oțelului inoxidabil; *F. I. Binștok* și *L. I. Smolear* — Folosirea metodelor matematice și a mașinilor electronice de calcul la alcătuirea programului de lucru pentru producția de nomenclatură largă; *E. M. Karlik* — Concentrarea și specializarea producției de arcuri în U.R.S.S.; Dispozitive pentru construirea proiecțiilor axonometrice; *E. M. Petrov, E. D. Heifet* și *I. S. Sugol* — Construcția dispozitivului de fixare pentru centrarea motoarelor hidraulice; *L. V. Kosmovici* și *V. I. Dmitriev* — Macara electrohidraulică fără piston.

Vestnik Mașinostroeniia nr. 11/1962. *K. K. Vinogradov* — Introducerea noilor tipuri de mașini și progresul tehnic în industrie; *A. S. Davîdovski* — Îmbunătățirea tehnologiei la proiectarea mașinilor — o rezervă importantă în sectorul construcției de mașini; *A. V. Cirkov* — Noua metodă de calcul al cantităților de căldură din motoarele cu ardere internă; *M. I. Kovalski* — Studiul variantelor de fricțiune planetare în circuit închis; *M. I. Kreines* și *M. S. Rozovski* — Alegerea schemelor de reductoare dințate, compuse din trei mecanisme diferențiale cu trei elemente; *V. L. Ustinenko* — Influența cîtorva factori asupra tensiunii de încovoiere în dinții roților dințate; *V. V. Vasiliev* — Metoda inginerească de calcul al tensiunilor în racordările elementelor unghiulare plane; *I. S. Demidov* — Cu privire la problema gripării sertărașelor; *I. P. Kiceaev* — Cuplaj centrifugal cu inele secționate; *M. I. Tverskoi* — Aplicarea sistemelor de reglare automată pentru mărirea preciziei și productivității la prelucrarea la strung; *A. M. Karatîghin* și *B. S. Korsunov* — Prelucrarea cu diamant a sculelor tăietoare armate cu metal dur; *T. A. Silnițki* — Variația preciziei formei pieselor prelucrate cu cărucioare hidraulice de copiere în funcție de reglajul șablonului de copiat și al brațului de copiat; *I. A. Ermakov* — Tăierea filetului la piese de oțel, prealabil călit; *I. G. Proskureakov* și *V. M. Menșakov* — Metoda de alegere a regimurilor la moletarea pieselor cu bile sau role; *A. A. Bebris* — Rigiditatea piesei mecanice cu dublă funcțiune și influența ei asupra procesului de ambutisare profundă; *E. G. Liberman* și *V. P. Haikin* — Planificarea activității eficiente a întreprinderilor constructoare de mașini cu ajutorul metodelor matematice (de corelație); *I. L. Frumin* — Nivelul de mecanizare și automatizare și creșterea productivității muncii în construcția de mașini; *A. P. Koșkarev* — Concentrarea și specializarea industriei de turnătorie în cadrul consiliului economic din Herson; *S. B. Serensen* și *N. I. Prigorovski* — Metodele și mijloacele de măsurare a deformațiilor și tensiunilor; *N. V. Kolesnik* — Instalație vibratoare pentru curățirea prefabricatelor; *V. D. Astafiev* — Rigla logaritmică pentru calculul resoartelor.

Vestnik Mașinostroeniia nr. 12/1962. *M. E. Rakovski* — Serii progresive de produse în sectorul construcției de mașini; *M. A. Saltîkov* — Calculul deformațiilor și eforturilor la montarea cuzineților cu pereți subțiri în lagăre secționate; *M. B. Groman* — Conture de blocare pentru angrenare evolventă; *I. V. Sigov* — Determinarea preliminară a parametrilor constructivi ai transmisiei planetare tip 2K — N; *A. A. Korotkov* și *N. G. Moraun* — Studiul experimental al caracteristicilor cuplajului hidrodinamic cu lumini „de descărcare"; *Ciju Go-hua* și *O. V. Rumeanțev* — Determinarea coeficientului de frecare în repaus la presiuni specifice mari prin utilizarea metodei electrotensometrice; *A. I. Margulis* — Calculul îmbinărilor de grup cu buloane; *M. G. Kruglov* — Expresia generalizată a coeficienților de umplere și de avans pentru motoare cu ardere internă și compresoare volumetrice; *L. A. Mirkin* — Îmbinarea pieselor de metale diferite cu clei; *I. M. Lunev* — Îmbinarea țevilor cu clei epoxidic; *L. M. Abramov* — Precizia de execuție a pieselor turnate de policaprolactan; *F. P. Snegovski, N. P. Potapkina* și *V. P. Svistunova* — Materiale noi în subansamblele cu frecare ale mașinilor; *A. F. Krisanov* — Amortizoarele împingătoarelor pneumatice pentru laminoare de țevi; *B. S. Balașkin* — Cîteva probleme teoretice ale automatizării la asamblarea mașinilor; *I. L. Blaer* — Privitor la recondiționarea automată de bună calitate a îmbinărilor filetate; *V. I. Popov* și *I. B. Tartakovski* — Metode de micșorare a erorilor la măsurarea temperaturilor; *I. G. Schneider* — Calibrarea găurilor oarbe de precizie cu broșe de netezire din metal dur; *B. A. Ardașnikov* — Folosirea nisipului metalic pentru operații de curățare; *I. A. Norițîn* — Încărcare rapidă la ambutisare; *V. F. Romanov* — Calcul de verificare a cuțitelor de mortezat pentru tăierea dinților la roți cu angrenare interioară; *E. V. Rîjov* și *P. A. Vișneakov* — Deformațiile termice ale cuțitelor cu metal dur; *B. S. Steinberg* și *N. A. Bogakovski* — Reutilizarea soluției de lucru la nichelare chimică; *I. N. Funstein* — Baia lichidă pentru cianurare cu utilizarea oxidului roșu de fier; *M. G. Umneaghin* — Metoda de determinare a nivelului mecanizării și automatizării producției în construcția de mașini; *I. M. Iunovici* — Fundamentarea tehnico-economică a planului pentru creșterea productivității muncii la indicii principali; *I. A. Sauskan* — Secția automată de lagăre cardanice.

Vestnik Mașinostroeniia nr. 1/1963. *A. N. Demianovici* — Progresul tehnic și problemele legate de mărirea securității și durabilității mașinilor; *M. M. Hrusciov* și *A. P. Semenov* — Organizarea producției specializate a rulmenților — calea pentru mărirea securității și durabilității mașinilor; *V. I. Karațev* — Durabilitatea necesară, obținută și reală a mașinilor; *I. N. Velicikin* — Rezistența la uzură și durata de funcționare a pieselor de mașini; *A. I. Petrusevici* — Rolul peliculei hidrodinamice de ulei în rezistența și durabilitatea suprafețelor de contact al pieselor de mașini; *L. B. Erlich* — Elementele teoriei și mecanismul degradărilor prin contact; *S. V. Serensen* și *L. A. Kozlov* — Acumularea degradării prin oboseală și calculul la solicitare variabilă nestaționară; *M. I. Sașin* — Estimarea totalizării degradărilor prin torsiune ciclică la piese tratate și netratate; *D. N. Reșetov* — Mărirea durabilității și reducerea greutății pieselor la utilizarea materialelor de calitate superioară în construcția de mașini; *R. V. Kughel* și *G. N. Smirnov* — Cîteva rezultate ale studiului rezistenței la uzură a oțelurilor; *M. D. Bezborodko* — Frînarea dezvoltării pitingului cu ajutorul materialelor lubrifiante; *I. V. Kudreavțev* și *V. N. Cijik* — Mărirea rezistenței la oboseală a pieselor filetate; *M. M. Kobrin* — Abacele tensiunilor remanente la schema de contact și cea de contact cu deplasarea deformării plastice superficiale; *N. M. Sapojkov* — Privitor la calculul rezistenței barei la încovoierea transversală oblică; *D. N. Reșetov* și *A. I. Korablev* — Rezervele tehnologice de mărire a siguranței roților dințate; *V. A. Belov* — Durificarea superficială a fontei cu ajutorul capetelor cu bile; *I. Ezerski* — Durificarea suprafețelor exterioare la corpurile în rotație; *G. D. Pekelis* și *B T. Ghelberg* — Prelungirea la reparație a duratei de funcționare a pieselor prin utilizarea cleiului epoxidic (experiența uzinelor din Leningrad); *S. M. Iampolski* — Securitatea și durabilitatea mașinilor considerate categorii economice; *V. S. Pevzner* — Fundamentarea economică a seriei de dimensiuni la prefabricatele pentru angrenaje; *N. B. Groman* — Activitatea Comitetului pentru rezistența transmisiilor dințate.

Stanki i instrument nr. 1/1963. *I. N. Sokolov* — Rulmenți pentru axele mașinilor-unelte de precizie; *V. D. Eleanov* — Bucșe elastice de avans cu plăci de metal dur pentru strunguri automate; *L. M. Tarko* — Presiunea de șoc la oprirea dispozitivului de acționare hidraulic; *V. N. Baranov, I. E. Zaharov, V. E. Moiseev* și *I. M. Bezrukov* — Ruperea așchiei la strunjirea metalelor reziliente; *V. N. Poduraev* și *A. M. Bezborodov* — Utilizarea autooscilațiilor pentru ruperea așchiilor; *P. G. Kațev, V. I. Siskov* — Aplicarea statisticii matematice la studiul sculelor tăietoare; *N. S. Degtearenko* și *N. P. Vvedenskaia* — Ascuțire cu polizoare cu diamante pe lianți de bachelită și metal; *A. Ghelfant* — Rectificarea metalului dur VK-20 cu polizoare cu diamante pe liant metalic; *A. A. Roi* și *V. P. Tumaș* — Broșarea găurilor adînci în oțelul termorezistent 1H18N9T cu ajutorul impulsurilor electrice; *S. Menyert* — Noi mecanisme în construcția de mașini; *A. V. Vîsovski* — Studiul preciziei sistemului de control activ; *D. T. Vasiliev* — Traductoare de inducție cu gabarite mici cu caracteristică liniară și cursă de lucru mare; *V. F. Bobrov* — Determinarea adîncimii canalului pentru așchii, la broșă cu dintele înclinat; *A. A. Grudov* — Influența vitezei de tăiere și uzurii tarozilor asupra cuplului de rotație; *V. M. Fediaeva* și *A. K. Sinelșcikov* — Forțele de tăiere la executarea găurilor cu diametrul pînă la 1 mm; *B. L. Smolenski* și *M. A. Rohlenko* — Cheie mecanică cu mecanism pentru impulsuri cu șoc și acționare pneumatică; *P. T. Basko* — Mărirea rezistenței burghielor prin metoda de nichelare chimică; *E. A. Malîi* — Centrarea pietrelor de polizor cu ajutorul garniturilor; Mașini-unelte noi.

Stanki i instrument nr. 2/1963. *A. B. Sosenko* — Prelucrarea la mai multe mașini-unelte cu impulsuri electrice; *L. B. Dmitriev* și *N. M. Lisițîn* — Studiul dispozitivului de acționare cu prindere magnetică pentru avansuri mici; *M. B. Turmarkin* — Sisteme hidraulice de urmărire cu două etaje; *A. P. Kapel* și *D. G. Liudmirski* — Automate de rectificat fără vîrfuri, elaborate la SKB-6; *R. B. Margolit* — Utilizarea magneților permanenți pentru dispozitive în cadrul uzinei pentru construcția de mașini din Riazan; *V. A. Șișkov* și *E. A. Silova* — Analiza erorilor ciclice la mașini de rectificat filet și de filetat; *V. V. Matveev* — Tăierea filetelor de precizie cu ajutorul tarozilor mecanici; *T. A. Silnițki* — Prelucrarea suprafețelor sferice și conice cu ajutorul cărucioarelor hidraulice și al șabloanelor de copiat cilindrice; *I. G. Schneider* și *V. M. Nikitin* — Prelucrarea de finisare a suprafețelor frontale prin presiune; *E. I. Feldstein, A. V. Molocikov, A. S. Israeleivici* și *Z. I. Korjenevski* — Răcirea cu ajutorul lichidului pulverizat a sculelor pentru tăiat dinți; *V. P. Sertșev* — Variațiile de forță și termice la frezarea dinților la roți din aliaje termorezistente și cu titan; *L. M. Semenova* — Dispozitive automate pentru controlul roților dințate la frezarea dinților; *A. N. Gribanov* — Dispozitiv pentru prelucrarea camelor; *V. L. Smolenski* și *M. A. Rohlenko* — Modernizarea mașinii de frezat și trasat; *D. A. Rîbenkov* — — Dispozitiv pentru tăierea filetului cu pas mare; *O. Flora* — Rectificarea filetului dreptunghiular la mașinile de rectificat filet tip MM-582 și 5B-82; *B. F. Seremet* — Axe de alezat pentru alezajul canelurilor în găurile pieselor cu corp; Mașini noi.

Avtomobilnaia promîșlennosti nr. 12/1962. *S. A. Nikitin* — Principiile creării uzinei de montaj a autocamioanelor; *L. S. Suhareva* — Influența expulzării de deasupra pistonului asupra funcționării motorului cu carburator; *I. A. Barski* — Variația gradului de regenerare a motorului cu turbină cu gaze la regimuri tranzitorii; *A. G. Zubakin* — Zgomotul produs de motorul cu carburator al autocamionului; *I. M. Pevzner* — Calculul caracteristicilor elementelor elastice pneumatice cu contrapresiune; *I. I. Kosterin* și *I. I. Vasiliev* — Cauzele apariției și posibilitățile de înlăturare a zgomotului la frînarea automobilelor; *I. M. Vlasko* și *E. I. Kuznețov* — Cerințele de exploatare pentru dispozitivele de sprijinire a semiremorcilor; *I. P. Masalov* — Bujie-termocuplu pentru alegerea bujiilor de aprindere pentru motoare; *I. B. Gurvici* și *V. A. Suhanov* — Arderea uleiului și scăparea gazelor în motoarele cu supape în chiulasă GAZ; *L. S. Rîjiko* — Colectorul de combustibil al rezervorului de combustibil al automobilelor KrAZ cu preîncălzire; *L. M. Tirik*, și *A. V. Orlov* — Mecanizarea îndepărtării pieselor forjate și a bavurilor de la presele de debavurare; *N. A. Kriajev* — Din experiența modernizării utilajului; *A. L. Hodorkovski* — Automate de centrare; *A. V. Orlov* — Situația actuală și perspectivele dezvoltării tehnologiei de vălțuire a semifabricatelor pentru matrițare; *A. I. Tarasov* — Echilibrarea mașinilor la locul de instalare; *B. A. Kurov* — Automobilele Fiat în anul 1962; *A. A. Evgrașin* — Dispozitive pneumatice pentru automatizarea operațiilor de presare în străinătate; *L. M. Tipograf* — Dispozitive universale de prindere pentru autoîncărcătoare; *I. S. Promsalev* și *K. E. Nikulșin* — Remorcă grea; invenții sovietice privind construcția și tehnologia automobilelor aplicate în producție.

Avtomobilnaia promîșlennosti nr. 1/1963. Procesele tehnologice noi, baza automatizării complexe a producției. *P. A. Tvetkov* — Căile de reconstrucție a uzinei de automobile Lihacev; *N. I. Borisov* — Mărirea duratei de funcționare a motoarelor; *A. M. Kurilov* — Realizarea constructivă și tehnologia reparării pieselor de automobil; *V. A. Rojdov, E. S. Savușkin* și *P. A. Ciniko* — Problema stabilității transversale a semiremorcilor; *D. B. Ghelfgat, V. A. Oșnokov, D. A. Mihailiuta* și *B. N. Orlov* — Studiul rezistenței cabinei autocamionului ZGL—130; *I. V. Pirkovski* și *N. N. Iațenko* — Influența schemei constructive a acționării punților motoare anterioare ale automobilelor asupra calităților economice și de tracțiune; *V. A. Ilarionov, V. T. Panfilov* și *A. D. Derbaremdiker* — Studiul caracteristicilor hidraulice ale supapelor amortizorului; *M. A. Golovicer* — Roți fără discuri pentru autocamionul ZÎL—130; *N. F. Bociarov, E. B. Kradinov* și *V. I. Gusev* — Aparat pentru măsurarea deformațiilor radiale ale anvelopelor speciale; *M. M. Kobrin* și *L. M. Lelciuk* — Încercările de stand la oboseală pentru șasiurile autocamioanelor; *L. A. Klimin* și *A. P. Gorin* — Aparat pentru măsurarea automată a consumului de combustibil; *M. A. Sazar* — Introducerea noilor mărci de oțeluri rapide în industria de automobile; *D. A. Litvinenko, I. B. Driașin* și *V. M. Cirkin* — Table laminate la rece cu proprietăți superioare la întindere; *V. G. Palatko* — Semiautomat pentru montajul carterelor cutiei de viteze; *P. V. Mînkin* și *I. A. Orlov* — Filetarea în conductoarele rotative cu mai multe poziții pe mașini universale de găurit; *M. G. Lebedev* și *A. M. Smurov* — Prelucrarea parametrilor și asimilarea procesului de matrițare a pinioanelor dințate de automobil; *A. V. Melelița* și *B. I. Titoviki* — Metodă grafică de descriere a succesiunii de intrare în funcțiune a acționărilor pneumatice și a aparaturii de conducere; *I. N. Funstein* — Baie lichidă universală pentru cianurare fără utilizarea sărurilor cianurate otrăvitoare; *M. A. Klementiev* — Automobilele firmei Volkswagen: *G. P. Bogdanov* — Suspensiile automobilelor tip 1962 străine; *V. A. Sadavnikov* și *E. A. Bolștein* — Pentru onoarea mărcii uzinei; Invenții sovietice privind construcția și tehnologia automobilelor introduse în producție; *G. P. Lizo* — Recenzia cărții lui I. B. Borski: Construcția și calculul tractoarelor.

Avtomobilnaia promîșlennosti nr. 2/1963. *S. A. Nikitin* — Reconstrucția uzinei de motoare din Iaroslav; *M. V. Vasiliev* — Situația și perspectivele de dezvoltare ale transportului auto în cariere, în U.R.S.S.; *N. S. Hanin* și *B. A. Kiselev* — Studiul supraalimentării prin turbosuflantă a motorului Diesel IMZ—238N; *A. V. Adamovici* — Alegerea dimensiunilor constructive și a parametrilor de lucru pentru segmenții motoarelor de automobil; *M. P. Beliakov* — Metodă de calcul şi studiul experimental al părţii de trecere a turbinei de tracţiune a motorului cu turbină cu gaze; *V. A. Galaşin, A. D. Derbaremdiker* — Încercările pe stand ale automobilului cu suspensie pneumatică la vibraţii stabilizate; *S. M. Trusov* — Proprietăţile transformatoarelor hidraulice; *R. V. Rotenberg* — Particularităţile vibraţiilor automobilelor cu mai multe osii; *I. V. Orlov* — Honuirea interioară a pinioanelor călite cu vîrfuri de diamant; *N. V. Nikitin* şi *V. V. Vologdin* — Sinterizarea pieselor metaloceramice c.i.f.; *I. B. Gurvici* — Mijloace tehnologice de mărire a duratei de funcţionare a motoarelor; *L. A. Egorov* şi *B. M. Fitterman* — Aparate străine cu pernă de aer; Recenzie asupra cărţii lui E. K. Malahovski, A. A. Lapin, N. K. Vederneev „Transmisii cardanice", Maşghiz, 1962.

Strojirenska Vỳroba (R.S.C.) nr. 1/1963. *M. Vlk* — Formarea prin viteze mari; *J. Slavik* şi *F. Capka* — Formarea prin explozie; *A. Pokorny*—Fabricare piuliţelor prin metalurgia pulberilor; *V. Kuzicka* — Clasificarea pieselor prelucrate; *K. Benll* — Capete de găurit ajustabile pentru maşinile de găurit prin coordonate; *J. Palka*—Modernizarea gospodăririi depozitelor; *V. Makovicky* — Înlocuirea pieselor turnate prin piese sudate.

Strojirenska Vỳroba (R.S.C.) nr. 2/1963. *B. Dobzilek* — Pentru economia metalelor în construcţia de maşini; *L. Jenicek* — Metoda turnării ceramice în metalurgia pulberilor; *J. Vymer* — Standardizarea complexă a tehnologiei; *S. Svec* — Unelte pentru fabricarea roţilor dinţate; *S. Vanek* — Freze cu unghi frontal pozitiv; *J. Rehurek* — Automatizarea strungurilor semiautomate cu cinci axe; *J. Gasparek* şi *J. Jankesch* — Experienţe de rulare a filetelor rotunde.

Jemna mechanika a optika nr. 12/1962. *M. Miller* — Metoda schlieren cu iluminatorul vertical Meopta; *B. Kafka* — Pentru un mai înalt nivel tehnologic în domeniul foto şi cinematografiei; *J. Buril* — Experienţe cu aparatul cehoslovac PP Micro de evaporare în vid pentru microscopia electronică; *J. Vrba* — Studiul folosirii teodoliţilor la măsurarea obiectivelor în mişcare; *J. Hajek* — Calculul mărimilor de bază ale angrenajelor cicloide; *S. Minar* — Principiile climatotehnologiei instrumentelor optice.

Jemna mechanika a optika nr. 1/1963. *S. Skopal* — Tendinţe de perspectivă în domeniul mecanicii fine şi al opticii; *V. Langer* — Proprietăţile sistemelor optice de măsurare cu proiecţie; *I. Solc*—Reflectografia suprafeţelor cristalelor; *B. Suchman* — Şablon plan de retuşare pentru oglindă elipsoidală; *S. Holanek* — Lucrarea proprietăţilor materialelor termoplastice; *J. Klabazna* — Distanţometru stereoscopic cu ajustare automată; *M. Pavlinec*— Determinarea tensiunilor în sticlă; *J. Mikulasek* — Ansamble şi elemente de instrumente de mecanică fină şi de optică; *E. Bielcik* — Polariscopul PS 250.

Jemna mechanika a optika nr. 2/1963. *J. Bolf* — Unele probleme ale măsurărilor teoretice şi tehnice şi aplicarea lor în producţia modernă; *J. Klabazna* — Distanţometru cu ajustare automată; *L. Sodomka* şi *A. Kleprlik* — Prepararea şi proprietăţile straturilor transparente conductoare pe sticlă; *Z. Cuchy* şi *B. Suchman* — Polarizator plat cu clorură de argint pentru infraroşu; Diaproiector DDs 5 000 pentru teatru; *J. Mikulasek* — Grupele constructive şi elementele instrumentelor de mecanică fină şi optice; *B. Skalicky* — Experienţă dintr-o călătorie în R.D.G.; *B. Niklova* — Tehnica microfilmării.

Der Maschinenbau nr. 12/1962. *F. Mark* — Mişcarea inovatorilor, factor important al progresului tehnico-ştiinţific; *K. Ahlgrimm* — Al patrulea tîrg internaţional de la Brno; *H. J. Rudolph*, şi *J. Seidel* — Ridicarea productivităţii la producţia maşinilor automate pe bandă rulantă; *J. Sellner* — Transmisia elicoidală cu bile — element modern al maşinilor; *R. Schiller* — Dispozitiv pentru executarea găurilor cu mai multe muchii; *Z. Trensnak* — Lagăre de alunecare şi roţi dinţate din mase plastice; *G. Kein* — Masele plastice, material pentru modelele de turnătorie; *H. Klotzsch* — Gravarea electrolitică a metalelor; *P. Halpap* — Dezvoltarea construcţiei de maşini-unelte în R.P. Chineză; *G. Ligeti* — Din construcţia de maşini pentru industria chimică din R.P. Ungară; *K. Bakondi* — Asupra prelucrării prin aşchiere a oţelului.

Der Maschinenbau nr. 1/1963. *Zerle* — Problemele gospodăririi în întreprinderile socialiste; *M. Schönherr* şi *J. Frunzke* — Determinarea analitică a necesarului de maşini-unelte; *Colectiv de autori* — Problemele organizării locului de muncă; *Kunze, G.* — Combaterea zgomotului în industria prelucrătoare de metal; *Oswald A.* — Masele plastice în construcţia de maşini; *Kramer, H.* — A 5-a expoziţie „meşterii viitorului"; Ambutisarea tablelor prin explozie; *Walkenbach, Th.* — Ambutisarea prin explozie sub apă; *Kramer, H.* — Soluţii temporare sau reglementarea generală a activităţii inovatorilor; *Zschoke, S.* — O metodă productivă pentru prelucrarea poliedrilor cu număr par de muchii prin strunjire; *Seifert, W.* — Călirea la flacără a glisierelor de fontă ale maşinilor-unelte.

Maşinostroenie (R.P.B.) nr. 1/1963. *L. Petrov* — Întreprinderile noi de construcţii de maşini, la un nivel modern. Modernizarea maşinilor unelte universale; *M. Hissov* — Eficienţa economică a introducerii unei serii de ventilatoare pentru gaze arse după schema aerodinamică 0,68—161°; *D. Iordanov, N. Stefanova, V. Konlchitski* şi *L. Iliev* — Introducerea cianurării cu gaz la oţelul de construcţie în uzina constructoare de maşini din Kolarovgrad; *K. Doicev* şi *Sl. Todorov* — Asupra proiectării recuperatoarelor cu ţevi metalice; *L. Ghenov* — Frecvenţele proprii ale înfăşurărilor transformatoarelor; *L. Kapenov* şi *M. Vlahovschi* — Şlefuirea uscată a izolatoarelor de porţelan; *G. Kusev* şi *Gr. Grosev* — Unele trăsături principale ale alezării şi şlefuirii cilindrilor hidraulici cu L $<$ 4 000 mm şi D $<$ 600 mm; *D. Dimitrov* şi *P. Peev* — Metode galvanoplastice de fabricare a etaloanelor pentru controlul rugozităţii suprafeţelor.

Motortechnische Zeitschrift nr. 1/1963. *R. Pischinger* — Lucrările în bombă ale combustibililor greu inflamabili; *W. Vogel* — Simularea procesului de injecţie din motorul Diesel cu un calculator electronic analogic de calcul: *W. Höfker* — Influenţele constructive ale injectorului asupra vibraţiilor acului de injecţie; *H. de Lavenne* — Echipamentul de injecţie cu benzină la Peugeot 404; Preîncălzitor pentru apa de răcire; Performanţele turbinelor cu gaze (I).

Motortechnische Zeitschrift nr. 2/1963. Măsurarea uzurii cu izotopi radioactivi la segmenţi şi cuzineţi; *K. Koelmann, W. Kaspar-Sickermann* şi *D. Stegemann* — Uzura motorului Diesel la funcţionarea la rece; *W. Baist* şi *F. Semmerov* — Măsurarea rotaţiei în ambele sensuri, fără contacte; *A. Pischinger, F. Kramor* şi *E. Huttmann* — Încercarea motoarelor Diesel Simmering-Graz-Pauker AG; *W. Folk* — Motoarele Diesel S—G—P AG; Motoare cu benzină turbosupraalimentate; Mijloace directe de producere a electricităţii; Performanţele turbinelor cu gaze (II).

Motortechnische Zeitschrift nr. 12/1962. *E. Filsinger* — Calculul sistematizat al vibraţiilor torsionale la agregatele cu motoare cu ardere internă cuplate elastic; *K. E. Hafner, P. Niepage* şi *R. Kritzer* — Asupra calculului cifrelor de formă ale arborilor cotiţi; *H. Kruse* — Pompe de ungere în timpul pornirii la rece a motoarelor; Sumarele a trei comunicări ale societăţii elveţiene de cercetări asupra combustibililor; *L. Stankewitsch* — Coeficientul de baleiaj la sarcini parţiale la motoarele Diesel în doi timpi; Motoarele cu ardere internă la tîrgul din Leipzig, 1962; *J. Kruschik* — Turbina cu gaze pentru automobile Ford 704; Turbina cu gaze industrială EM 85.

Kraftfahrzeugtechnik nr. 12/1963. *H. Rogoss* şi *W. Hoffman* — Cuplări aluminiu-oţel în construcţia de automobile şi motoare; *W. Walther* — Încercări ale sistemului cu două pedale la autoturisme; Încercările autoturismului Trabant cu motorul de 600 cm^3; Automobile de curse în 1962; *H. Hartmann* — Repararea pieselor uzate cu ajutorul procedeelor moderne de sudură.

Kraftfahrzeugtechnik nr. 1/1963. *W. Malzke* — Încercările capetelor de biele; Tehnica modernă de producţie la uzinele de automobile din Eisenach; Tehnica autoturismelor cu litraj în jurul a 1 litru; Noua motocicletă MZ—ES/125; *P. Wittber* — Combustibili şi lubrifianţi pentru automobilele moderne; Motociclete sport 1962.

Kraftfahrzeugtechnik nr. 2/1963. *S. Grünert, G. Roth* — Încercările regulatorului pentru aerul de răcire la motorul autoturismului Trabant; *H. Becker, H. Steinmann* — Măsurarea fumului la evacuarea motoarelor Diesel; *Prof. A. Jante* — Din practica lucrului cu ecuaţii dimensionale şi unităţi; *A. Bischof, R. Adams, G. Zaunmüller* — Tendinţele de dezvoltare a autoturismelor europene; Îmbunătăţiri la Wartburg 1963; *W. Walther* — Încercarea autoturismului DKW-Junior; *P. Wittber*—Combustibili şi lubrifianţi pentru automobile moderne.

Automobile Engineer — octombrie 1962. Expoziţie de automobile; Frînă cu disc; Proiectarea şi construcţia radiatoarelor; Dispozitiv anti-blocaj la frîne hidraulice; Sistemul de aprindere electrică; *A. D. M. Frood, DK Mackenzie, T. P. Newcomb* — Folosirea frînelor; Asamblarea suspensiei din faţă.

Automobile Engineer — noiembrie 1962 (extra). Expoziţia de autoturisme, motoare, carburaţie şi admisie, transmisii, suspensii spate şi faţă, mecanisme de direcţie, frîne, echipamente electrice şi de încălzire, caroserii.

Automobile Engineer — noiembrie 1962. Expoziţie de autovehicule utilitare: motoare, ambreiaje, cutii de viteză, axe de transmisii, transmisii finale, suspensii spate şi faţă, mecanisme de direcţie, frîne; echipamente electrice şi de încălzire, caroserii.

Automobile Engineer — decembrie 1962. DAF 750 şi Daffodil (II) *A. Chiesa* şi *L. Oberto* Vibraţiile anvelopelor şi caroseriilor; *A. Garret* — Culoarea în mişcare; Amortizoare de suspensie Armstrong; Sudarea aluminiului prin puncte; Maşină mare de broşat; Finisarea pinioanelor diferenţialului.

Automobile Engineer nr. 1/1963. *R. F. Ansdale* — Dispozitive de blocare a diferenţialelor; *G. Grime* — Curele de siguranţă; *A. Garret* — Culoarea în mişcare (II) DAF-750 şi Daffodil (III).

Automobil nr. 11/1962. *S. Andrlik*— Dimensionarea autocamioanelor din punct de vedere al suspensiei; Semiremorci frigorifice cehoslovace; Modernizarea autoturismului Volga; *J. Hermach* — Konsometr—aparat pentru măsurarea consumului de combustibil.

Automobil nr. 1/1962. *M. Sykora* — Instalaţie de degresat pentru automobile; *L. Kratochvil* şi *V. Uhricek* — Perspectiva autotrenurilor grele; *J. Rihak* şi *J Stepan* — Metodă nouă pentru măsurarea generatoarelor şi bateriilor de acumulatoare.

Automobiltechnische Zeitschrift nr. 1/1963. *F. Pischinger* — Experimentarea unui sistem de ardere pentru autovehiculele cu motoare Diesel; *E. Mühlberg* — Motorul MAN—M, cu mai mulţi combustibili, cu recircularea parţială a gazelor arse pentru funcţionarea cu alcool; *R. Gebauer*— Producţia europeană de autovehicule utilitare în 1963.

Mechanical Power — febr. 1963. Locomotivă prototip EE de 2700 CP; Locomotive cu cabină centrală; Turnuri de răcire uscată; Motor cu gaze EE; Excavator gigant cu motoare Diesel.

Rivista di meccanica nr. 295/1962. *C. G. Pasquarelli* — Studiul cinematic al mecanismului manivelă glisieră; *A. Cayère* — Filtre pentru maşinile de rectificat; *G. Faraudo* — Critica economică a proiectului mecanic: turnătoria; *G. Cossio* — Metode nedistructive pentru controlul materialelor; *E. Forcellini* — Organizarea producţiei: alegerea vitezelor de tăiere pentru maşinile-unelte; *C. Minaire*— Metrologia de uzină: instrumente gradate pentru măsurarea directă; aparate şi dispozitive pentru măsurarea unghiurilor; Note bibliografice — Turnarea de precizie în forme permeabile; Măsurarea diametrelor foarte mari; Cauza punctelor dure în oţel; Carburi sovietice.

Rivista di meccanica nr. 296/1962. *A. P. Langlois*—Formarea metalelor prin electromagnetism; *G. Carcano* — Ghid practic pentru stipularea unui contract; *Minganti G. Ranzi* — Ciclul de lucru şi timpii de prelucrare pentru o presă mecanică; *P. Viale* — Constructorii italieni şi străini la B.I.M.U.; *A. Frascio* — Trefilarea barelor de oţel cu profile normale şi speciale; *R. Argento* — Controlul producţiei într-o uzină medie în S.U.A.; Note bibliografice — Erori de profil la dinţii angrenajelor şi metode de eliminare; Probleme relative la mărirea randamentului şi preciziei maşinilor de rectificat.

1963

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Metalurgiei şi Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, raion Tudor Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.M.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice la contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, M.M.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5. Tiparul: I. P. „Informaţia“, str. Brezoianu nr. 23—25 Bucureşti, c. 1853

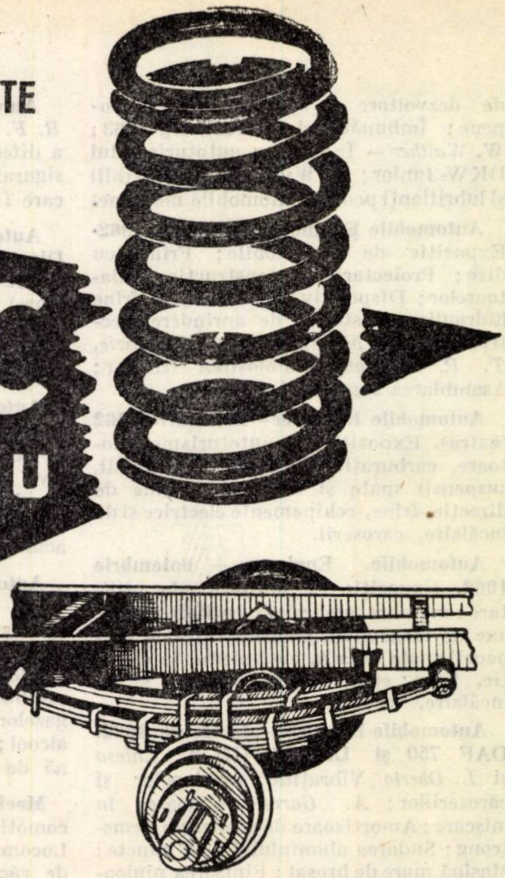
ARCURI ȘI RESOARTE DE ÎNALTĂ CALITATE
EXECUTĂ:

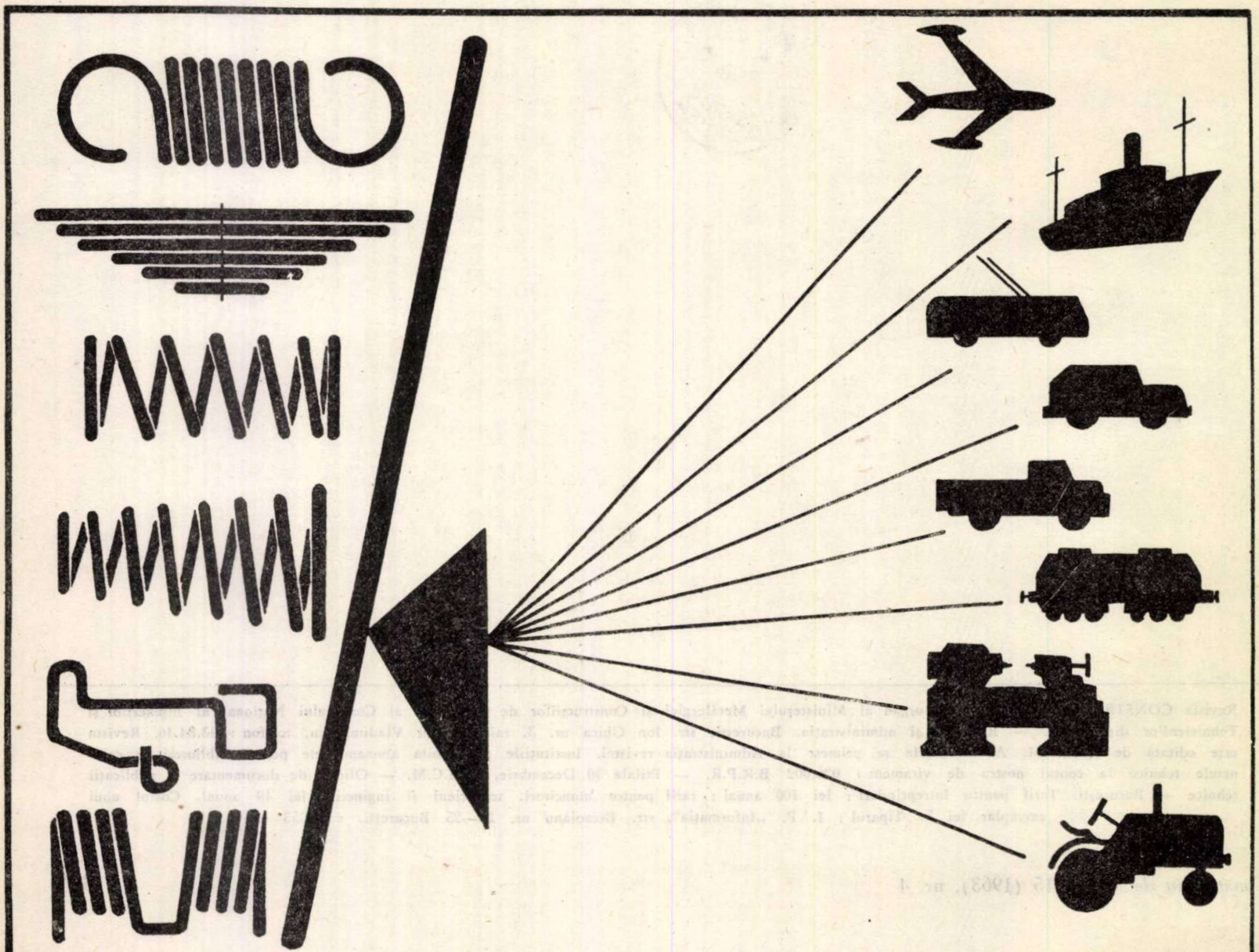
UZINA
ELASTIC
SIBIU

Arcuri pentru suspensii auto.
Resoarte cilindrice și conice înfășurate la rece și la cald cu diametrul sîrmei de la 0,2 mm la 40 mm.
Resoarte dublu conice și butoi, resoarte spirale plane de diferite dimensiuni. Inele de siguranță, șaibe elastice, inele și resoarte pentru garnituri de etanșare etc.

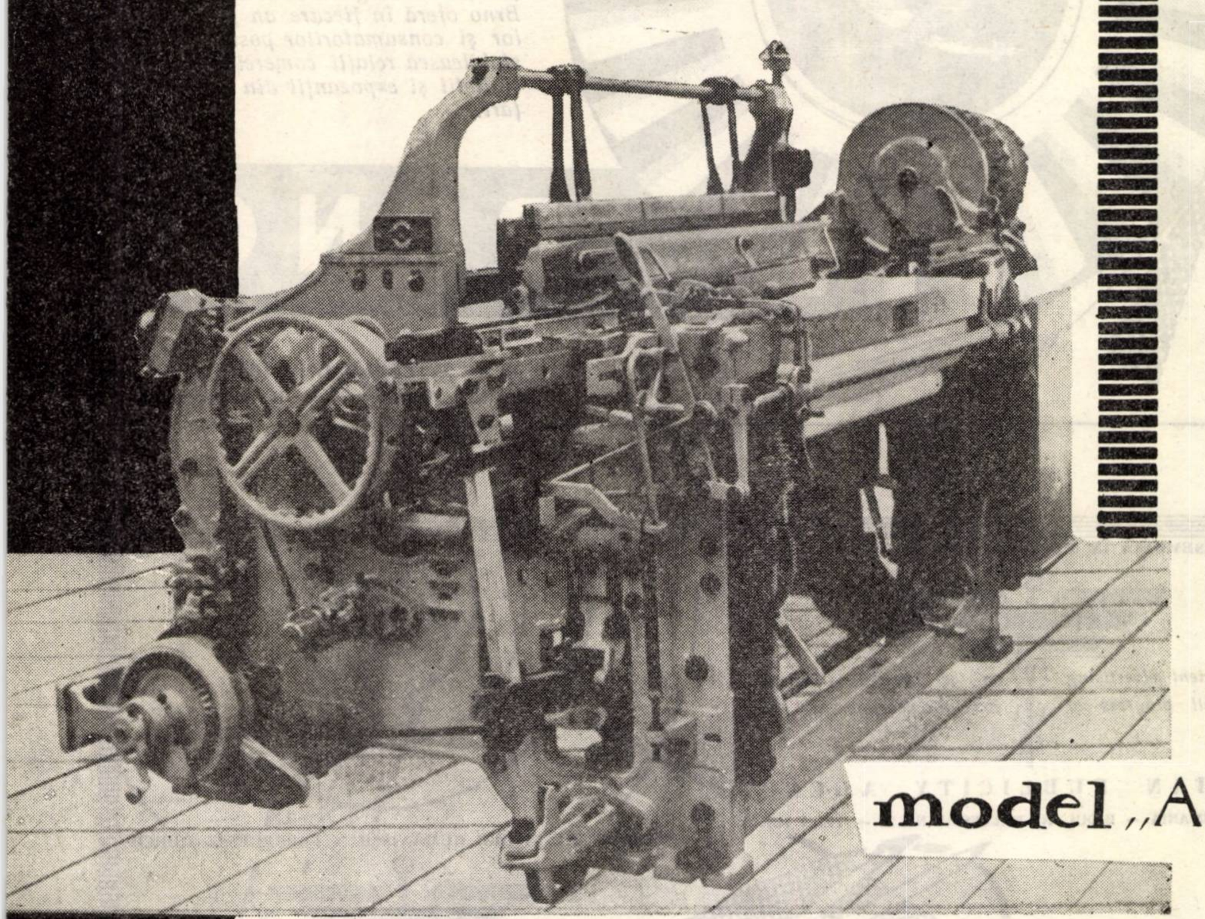
Elastic

SIBIU — Str. SEVASTOPOL Nr. 8
Tel. 1261, 1262, 1263
Cont virament B.R.P.R. 026001 Sibiu





război automat pentru bumbac



model „A"

1. CARACTERISTICI TEHNOLOGICE:

— Lățimea de lucru în spată	100 cm
— Numărul ițelor	4
— Numărul de rotații ale arborelui principal	maximum 240 rot/min
— Desimea în bătătură	75—680 fire/10 cm
— Pipăitorul de bătătură	mecanic
— Numărul cremalierelor de la veghetorul de urzeală	4 perechi
— Automatul pentru schimbarea țevilor	28 locașuri
— Gabarit:	
— lățimea	2 330 mm
— lungimea	1 410 mm
— înălțimea	1 285 mm
— Productivitatea războiului pentru o pînză cu desimea în bătătură de 200 fire pe 10 cm și 230 rot/min	5,58 m/h, pentru o lățime de 90 cm/h
— Suprafața ocupată	3—8 m²
— Indicele de utilizare: 9 800—12 400 bătăi/h	
— Deservire:	
— țesători/100 războaie	22
— încărcători/100 războaie	40

Uzina Metalurgică
„UNIREA" – Cluj
Piața Jdanov 3,
tel. 60,70

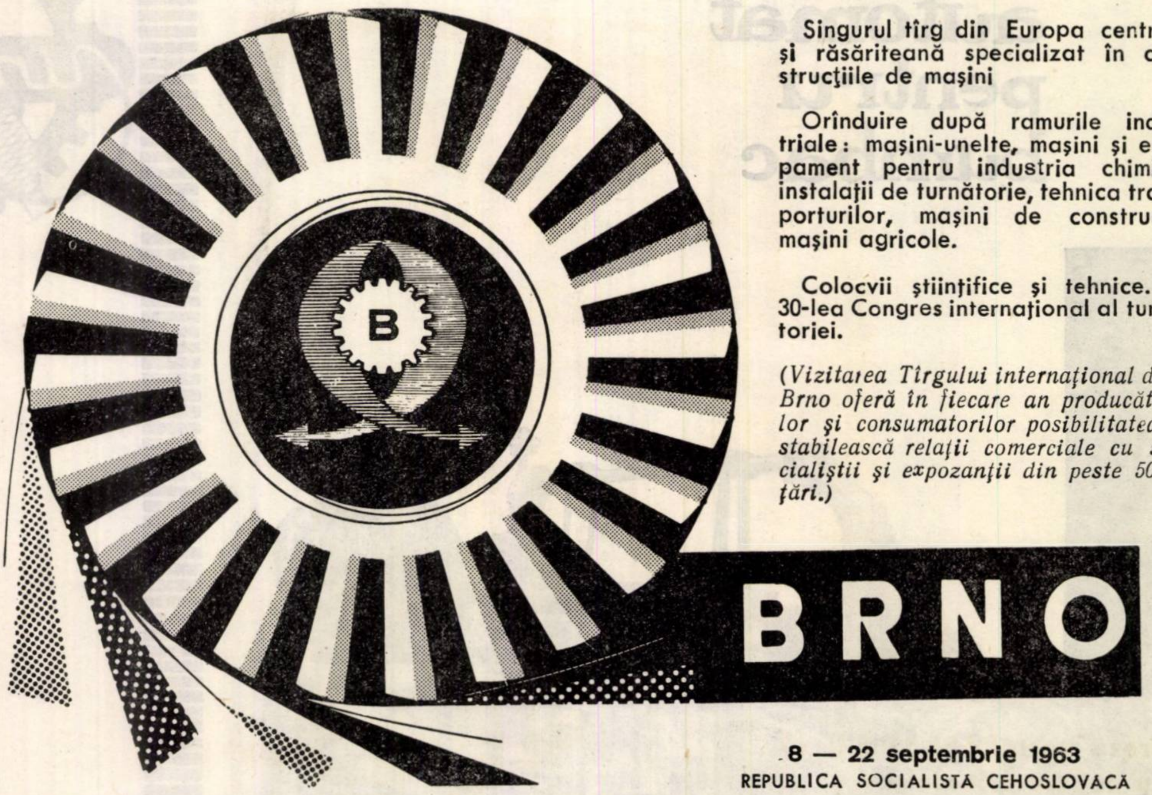
TÎRGUL INTERNAŢIONAL DE LA BRNO

Singurul tîrg din Europa centrală şi răsăriteană specializat în construcţiile de maşini

Orînduire după ramurile industriale: maşini-unelte, maşini şi echipament pentru industria chimică, instalaţii de turnătorie, tehnica transporturilor, maşini de construcţii, maşini agricole.

Colocvii ştiinţifice şi tehnice. Al 30-lea Congres internaţional al turnătoriei.

(Vizitarea Tîrgului internaţional de la Brno oferă în fiecare an producătorilor şi consumatorilor posibilitatea să stabilească relaţii comerciale cu specialiştii şi expozanţii din peste 50 de ţări.)



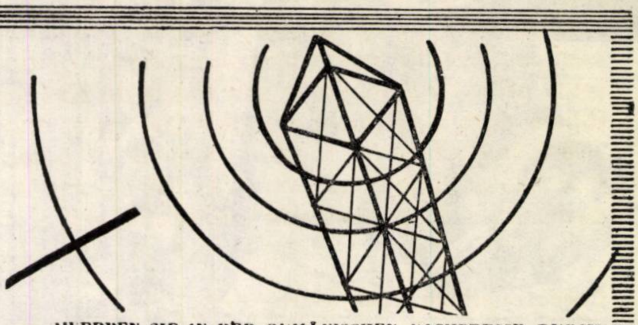
8 — 22 septembrie 1963
REPUBLICA SOCIALISTĂ CEHOSLOVACĂ

FOR ADVERTISEMENTS IN RUMANIAN PERIODICALS APPLY TO.

PUBLICOM

Modern, efficient advertising on the Rumanian market in full progress of economic development

RUMANIAN PUBLICITY AGENCY
BUCHAREST, RUMANIA — B-DUL N. BĂLCESCU No. 22 — TEL.: 14.75.35

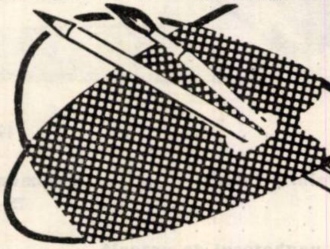


WERBEN SIE IN DER RUMÄNISCHEN FACHPRESSE DURCH

PUBLICOM

Moderne und wirksame Reklame auf dem aufstrebenden rumänischen Markt

RUMÄNISCHE WERBEAGENTUR
BUKAREST, RUMANIEN — B-DUL N. BĂLCESCU 22 — FERNRUF: 14.75.35



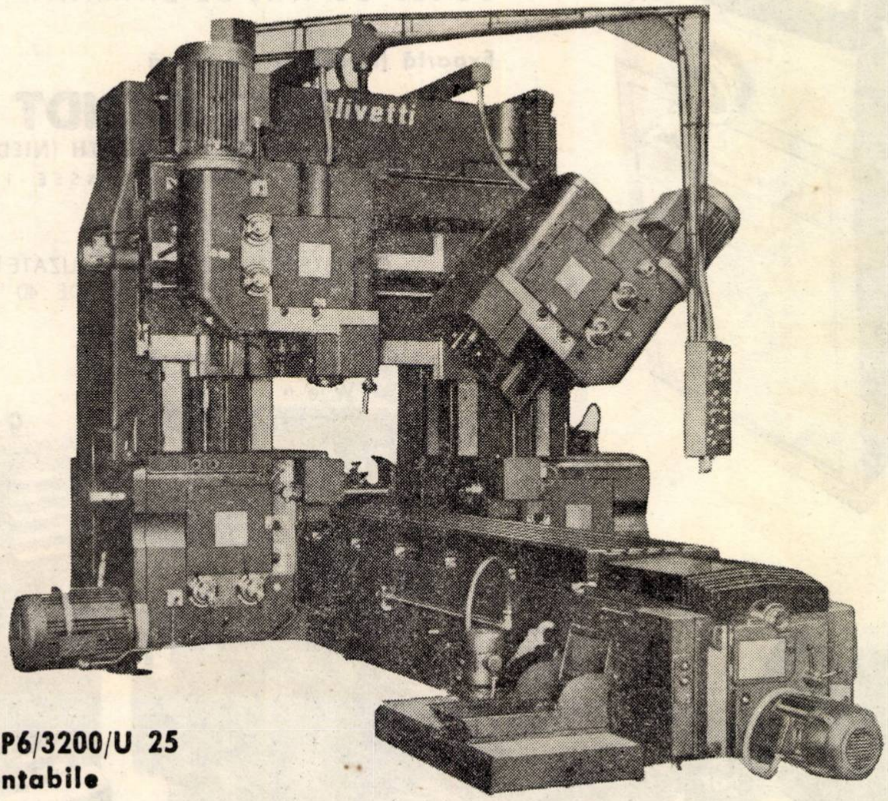
FAITES VOTRE PUBLICITÉ DANS LA PRESSE ROUMAINE DE SPÉCIALITÉ EN VOUS ADRESSANT À

PUBLICOM

Réclame moderne, frappante, efficace, s'adressant au marché roumain en pleine évolution économique

AGENCE ROUMAINE DE PUBLICITE
BUCAREST, ROUMANIE — B-DUL N. BĂLCESCO No. 22 — TEL. 14.75.35

Maşina de frezat portal „Olivetti" FP6



Freză portal FP6/3200/U 25 cu capete orientabile

În multiplele lor variante de execuţie, frezele portal FP6 Olivetti derivă din tipul FP6 şi pot fi clasificate ca şi acestea pentru prelucrări mijlocii. Suprafaţa portantă şi dispoziţia ghidajelor permit deplaşarea unei mese de 630 mm lăţime cu o greutate netă de 4 000 kg şi folosirea integrală în toate condiţiile a puterii motoarelor capetelor de frezare. Comanda avansurilor este transmisă prin cutia FPGE înzestrată cu o schemă de nouă viteze care permite, prin simple schimbări de roţi, realizarea unei game de 36 avansuri de lucru.

Maşina poate primi în afară de capetele de frezare UP18 cu motor de 18 CP şi capetele de frezare U25 şi U32 (cu motor de 25 şi 32 CP), destinate maşinilor de tip normal precum şi capetele UP25 şi UP32 (cu motoare de 25 şi 32 CP), destinate în special maşinilor de producţie.

Caracteristicile frezei portal FP6:

Lăţimea maximă a mesei	mm		630	
Cursa mesei	mm	1 250	2 000	3 200
Canale în T nr. x lăţimea	mm	5 x 22	5 x 22	5 x 22
Lungimea maximă a mesei	mm	1 750	2 500	3 700
Distanţa dintre canale'e în T	mm	100	100	100
Greutatea maximă a maşinii	kg	8 000	8 000	8 000
Greutatea maximă a piesei	kg	1 800	2 500	4 000

Caracteristicile capetelor de frezare:

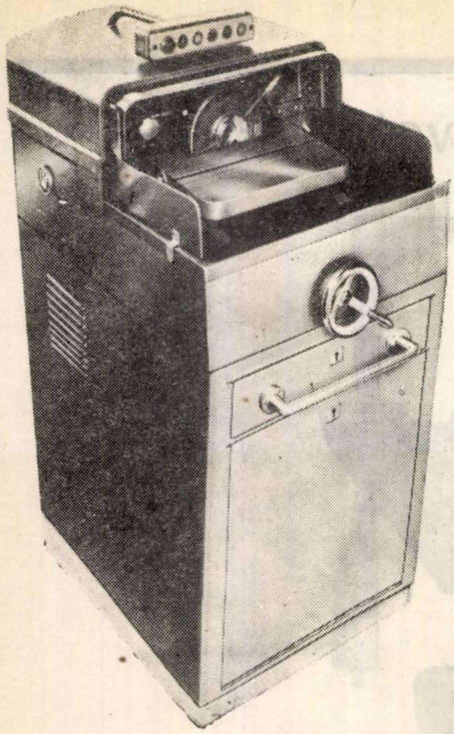
		U25 — U32	UP25 — UP32
Conul mandrinei	mm	69,850 (2"3/4)	107,950 (4"1/4)
Flanşa mandrinei	mm	221,44 (N 60)	221,44 (N 60)
Diametrul mandrinei pe suportul din faţă	mm	160	160
Diametrul maxim recomandat al frezei	mm	600	600
Diametrul maxim al frezei	mm	400	400
Reglaj axial	mm	350	350
Numărul de viteze al axului principal		36	10
Gama normală	rot/min	18 — 1 000	25 — 200
Gama lentă, maximum 16 CP	rot/min	—	16 — 100
Motoare cu 4 poli	CP	25 — 32	25 — 32

olivetti

SUCURSALE ŞI REPREZENTANŢI
ÎN TOATE ŢĂRILE LUMII

Maşini-unelte

Ing. C. Olivetti & C., S.p.A.
San Bernardo d'Ivrea
Italia • Tel. 3621



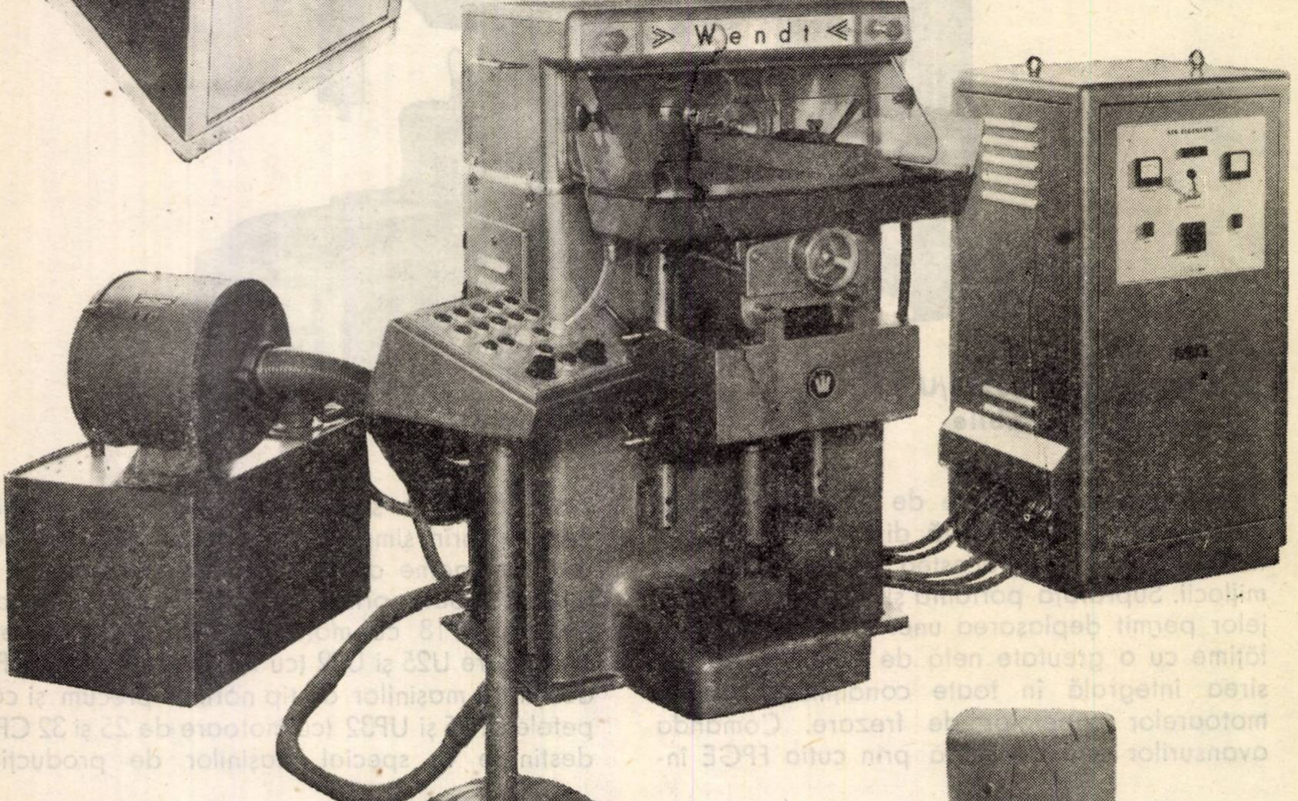
MAȘINI DE ȘLEFUIT ELECTROLITICE
MAȘINI DE ȘLEFUIT SCULE DIN METAL DUR
SCULE CU TĂIȘ DE DIAMANT

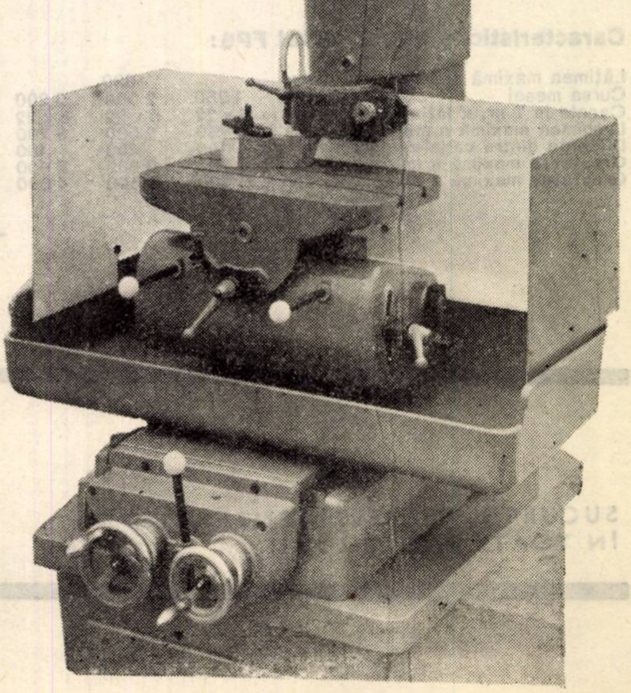
Exportă firma vest-germană

FRITZ WENDT K.G.

STRUMP POST OSTERATH (NIEDERRHEIN)
FRITZ WENDT STRASSE 1 - R.F.G.

CONSTRUCȚII MODERNE REALIZATE ÎN BAZA
PRACTICII ȘI EXPERIENȚEI DE 40 DE ANI





Vă invită să vizitați expoziția
organizată în București

(20–28 aprilie 1963)

Strada Strandul Tineretului nr. 1

ORSZÁGOS DOKUMENTÁCIÓS 1963

Instalația de foraj structural

S 25

↓

UZINA DE UTILAJ PETROLIER

TÎRGOVIȘTE

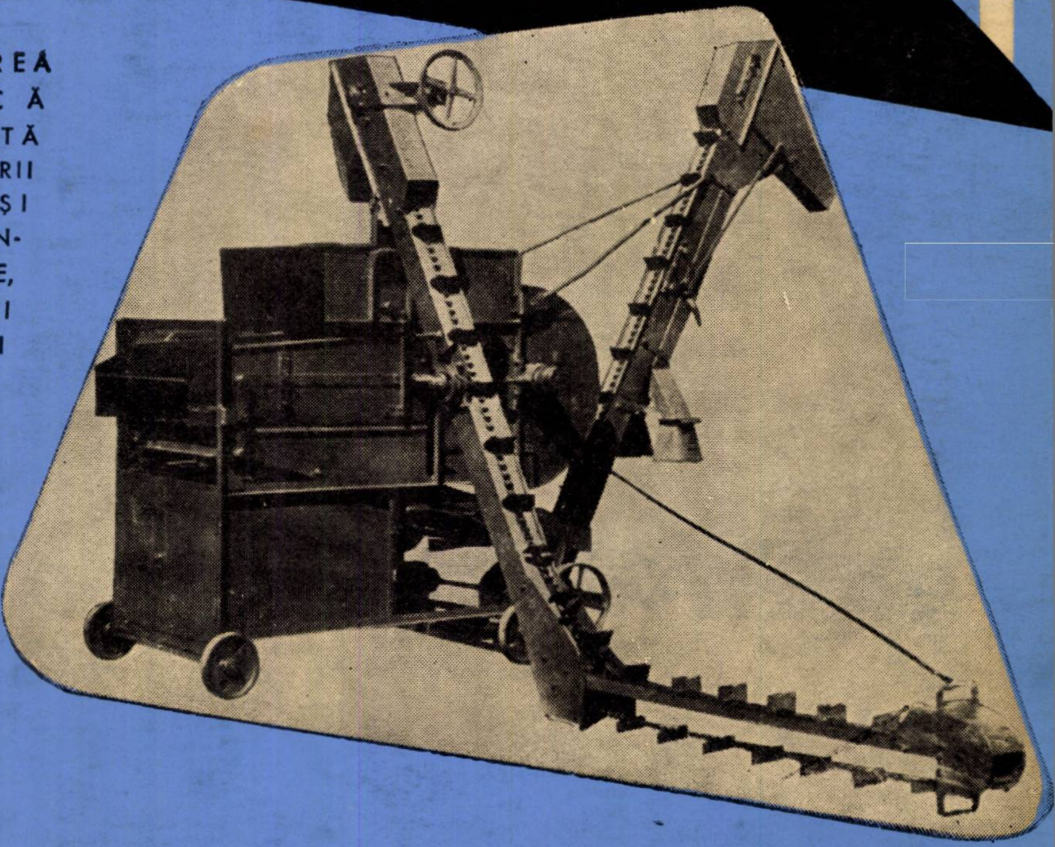
EXECUTĂ INSTALAȚIA DE FORAJ STRUCTURAL S-25

destinată pentru prospecțiuni geologice și lucrări de hidrogeologie. Unitate transportabilă în locații cu teren accidentat.

↑

uzina **tehnometal**
timişoara
STR. GLORIEI, 11 ● TELEFON 37—06

VÎNTURĂTOAREA MECANICĂ ESTE DESTINATĂ CURĂŢĂRII ŞI SORTĂRII DUPĂ MĂRIME ŞI GREUTATE A SEMINŢELOR DE CEREALE, PĂSTĂIOASE, CULTURI TEHNICE, IERBURI OBŢINUTE DE LA COMBINĂ SAU BATOZĂ. CURĂŢAREA ŞI SORTAREA SE POT FACE PÎNĂ LA GRADUL DE CONDIŢIONARE PREVĂZUT ÎN STAS-URILE ÎN VIGOARE PENTRU PRODUSELE-MARFĂ.



VM4 Vînturătoare MECANICĂ

PRODUCTIVITATEA pentru diferite culturi:

grîu, secară	3 000 — 5 000 kg/h
orz, ovăz, orez	2 000 — 3 000 kg/h
mazăre, fasole, linte	3 000 — 5 000 kg/h
in, muştar	500 — 800 kg/h
cînepă, floarea-soarelui	2 000 — 3 000 kg/h
mei, rapiţă	1 000 — 1 500 kg/h

E 3279

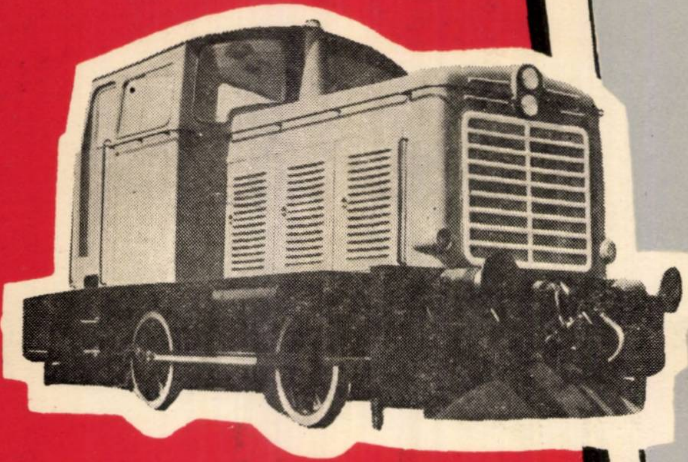
KAT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

5

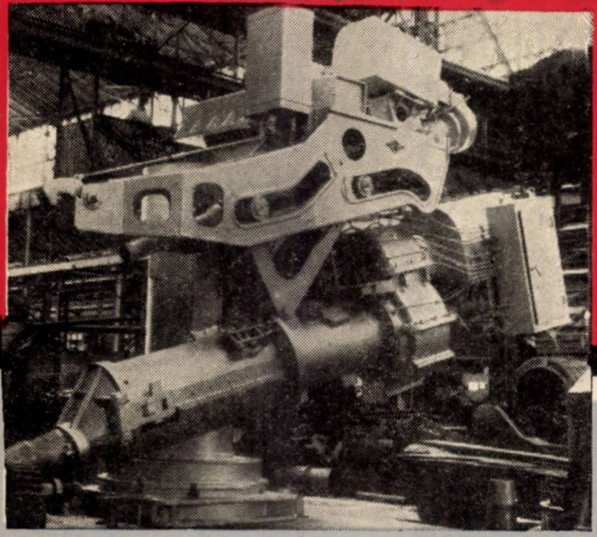
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XV • Nr. 5 • MAI 1963

f.c.



uzinele

23 AUGUST



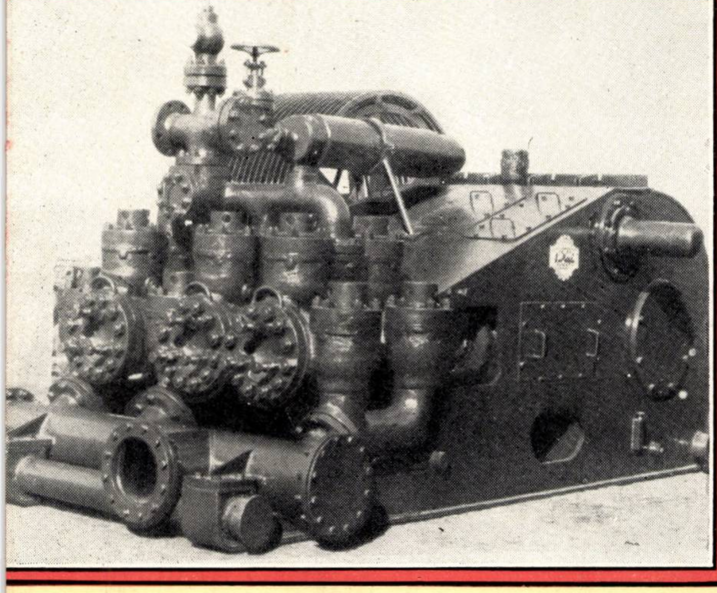
produc:

- **Agregate și aparataje pentru industria chimică**
- **Agregate și utilaje pentru industria siderurgică**
- **Motoare Diesel, de la 100 la 1 000 CP**
- **Linii de ciment, de 800 și 1 200 t/zi**
- **Material rulant**
- **Locomotive de manevră, pentru cale normală**
- **Automotoare de mare viteză și capacitate**
- **Vagoane-cisternă, de mare capacitate**
- **Vagoane speciale pentru siderurgie**
- **Frîne cu aer comprimat pentru material rulant**

E3279

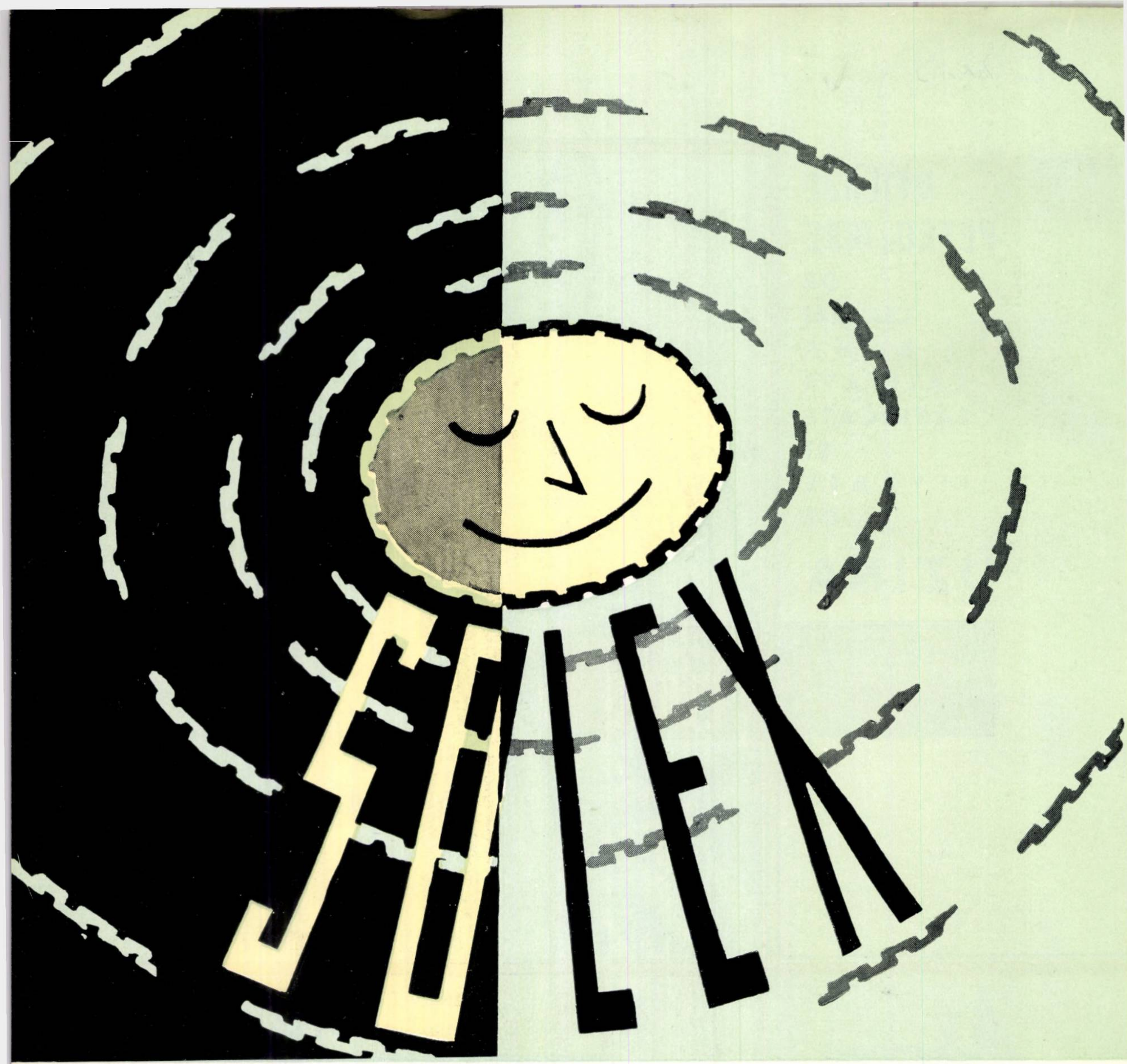
UTILAJE
PETROLIERE
DE
CEA MAI
BUNĂ
CALITATE
FABRICATE
ŞI
LIVRATE
DE
UZINA
„1 MAI” PLOIEŞTI

● Instalație de foraj tip 2DH—75A
pentru adîncimi pînă la 2000 m



● Pompă triplex 7¼″ × 12″ tip 3PN—465M

- ● Instalații de foraj tip 4LD—150B
- ● Instalații de foraj tip 2DH—75A
- ● Turbine de foraj (simple şi duble)
- ● Prevenitoare de erupție:
  - — cu acționare normală
  - — cu acționare hidraulică
- ● Agregate de cimentare tip TA—300M şi AC—400M
- ● Sape cu role şi lame



PRODUSE CHIMICE: **pigmenţi anorganici, sub formă de pulbere albă amorfă; oxid de zinc calitatea I; bioxid de staniu; litopon.**

PRODUSE METALURGICE — Aliaje antifricţiune. Compoziţie Y. Pb. 98% — Bahnmentall, aliaj antifricţiune utilizat la cuzineţii de vagonete, vagoane de cale ferată (marfă şi persoane) şi pentru axe cu 300 — 400 rot min. Compoziţia Y. Sn 10% — Weissmetall se utilizează ca aliaj antifricţiune la cuzineţi, la biele şi osii de locomotive cu viteză mare. Compoziţia Y. Sn 83% se utilizează ca aliaj antifricţiune la cuzineţi, turbine de abur, turbocompresoare, motoare Diesel cu viteză mare, electromotoare etc.

Aliaje tipografice, folosite în industria tipografică pentru turnarea materialului tipografic: monotip — aliaje pentru maşinile de cules monotip: linotip — aliaje pentru maşinile de cules linotip; stereotipie — aliaje pentru plăci de stereotipie.

Alamă turnată în blocuri — AMTO — se utilizează pentru armături, piese de ornament, piese diverse.

Bronz cu staniu — aliaje de cupru cu staniu — servesc la turnarea lagărelor pentru maşini—unelte, organe de maşini, armături speciale, lagăre pentru material rulant, armături la presiune etc.

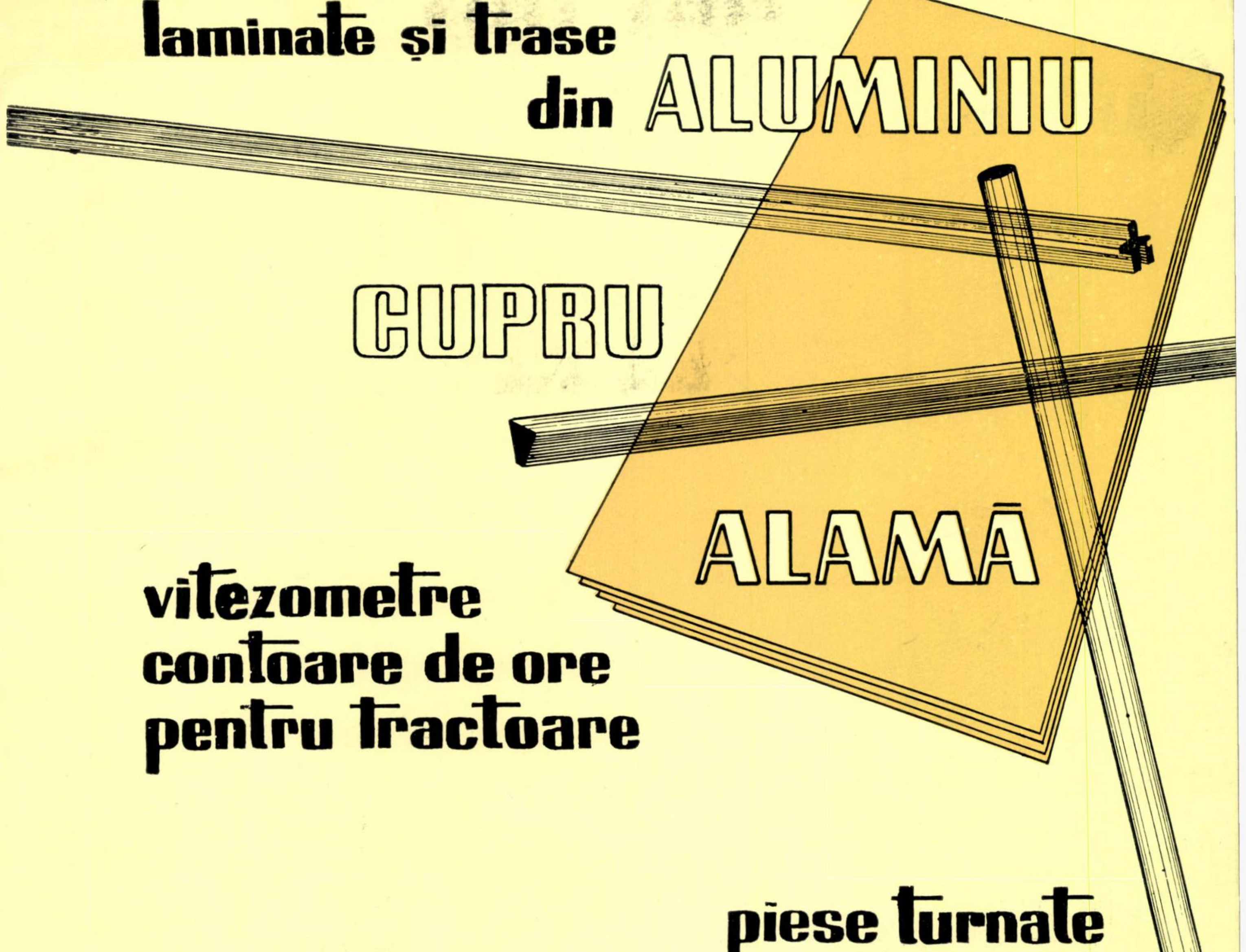
Aliaje de cositor pentru lipit, utilizate la lipit plumb, alamă, cupru, lipituri la flacără în tinichigerie, lipituri pe tablă de zinc, sîrmă galvanizată, lipituri pe tablă de alamă, tablă cositorită, conductoare electrice, lipituri la contoare electrice, lipituri fine în electricitate şi radiofonie.

Aliaje de zinc (Zamak-uri), folosite în industria constructoare de maşini pentru armături, carburatoare şi ca aliaje de înlocuire

SOLEX
UZINA DE METALE
ŞI ALIAJE NEFEROASE

INTRAREA TORENTULUI Nr. 4 • BUCUREŞTI

laminate și trase
din ALUMINIU

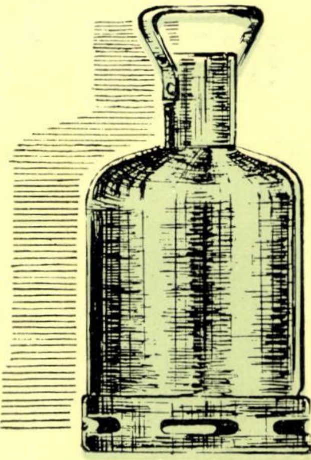


CUPRU

ALAMĂ

vitezometre
contoare de ore
pentru tractoare

piese turnate
sub presiune

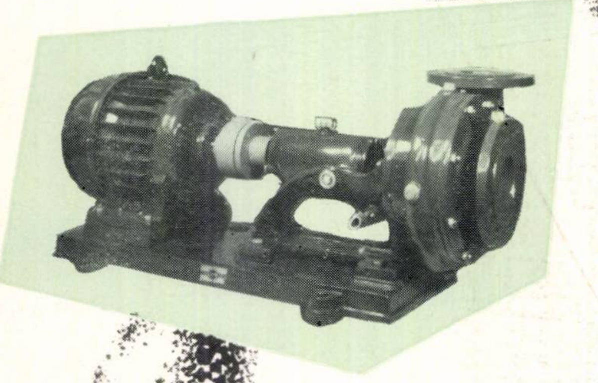


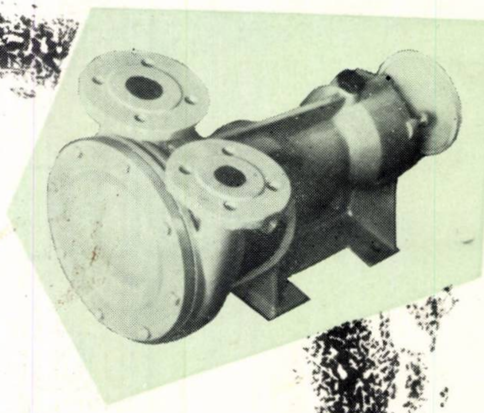
butelii pentru
gaz petrolier lichefiat

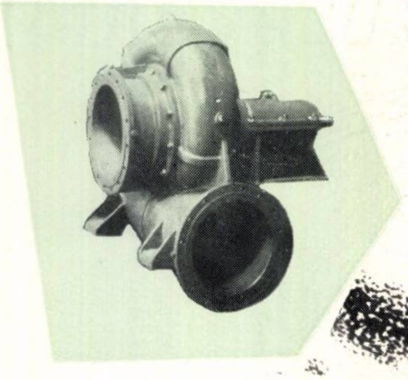
Întreprinderea metalurgică de stat

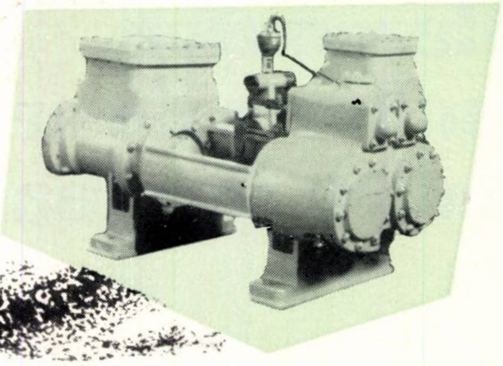
metrom

BRAȘOV









UVR

POMPE

POMPE DE UZ GENERAL

- monoetajate
- multietajate
- în dublu flux

POMPE SPECIALE pentru

- alimentarea cazanelor
- lichide cu suspensii abrazive
- pastă de hîrtie
- lichide corosive

POMPE PENTRU AGRICULTURĂ

- diagonale
- axiale
- motopompe

POMPE de vid

POMPE duplex

POMPE cu roţi dinţate

PENTRU ORICE PROBLEME ÎN LEGĂTURĂ CU POMPAREA CONSULTAŢI

UZINA DE POMPE **VASILE ROAITA**

VELA

Păstrarea nuanţei la 140°C
Rezistenţă la intemperii
Duritate
Elasticitate
Luciu

EMAILURI

HEXOL

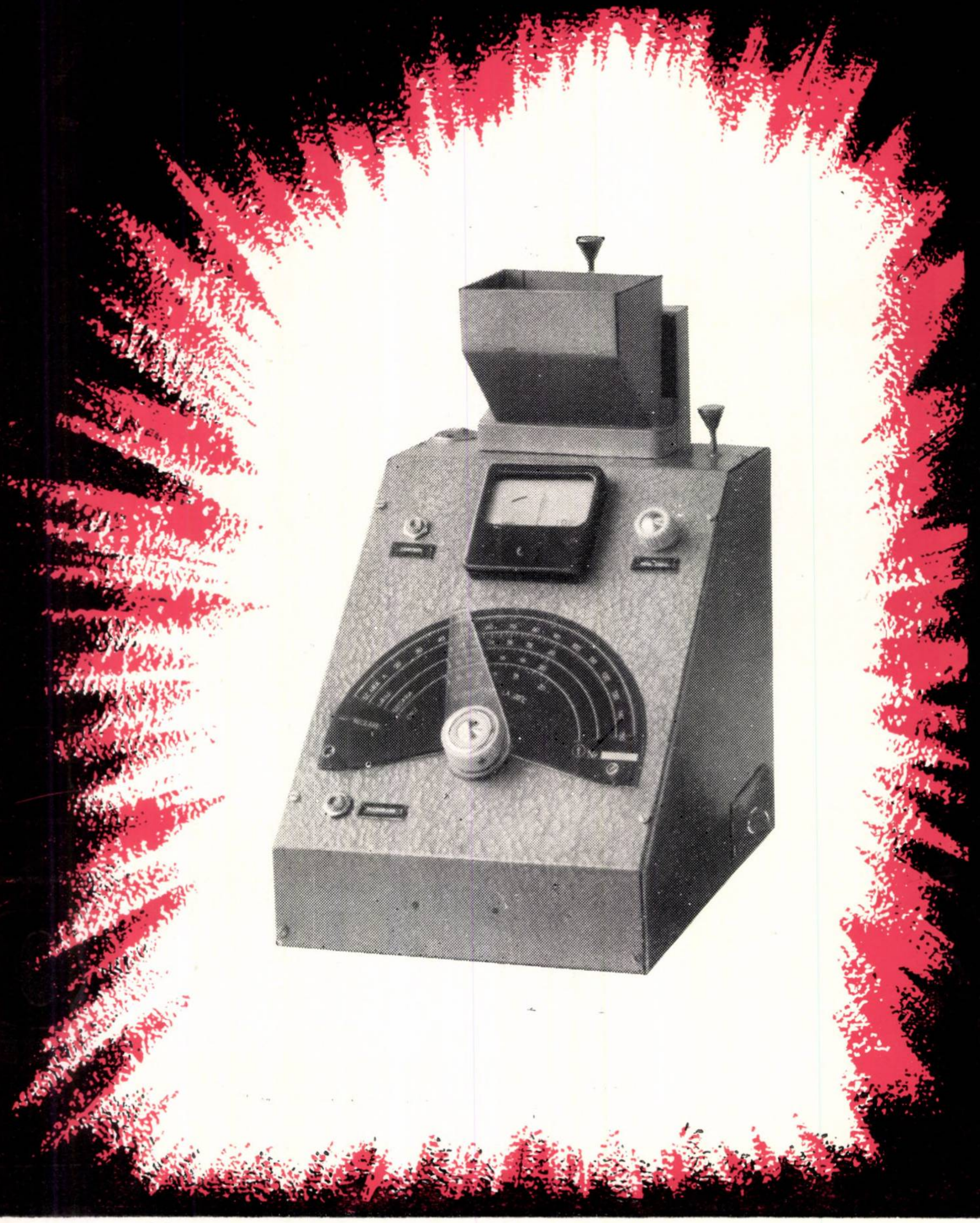
PENTRU ORICE OBIECTE METALICE

USCARE 20′ LA 140°C, ÎN CUPTOR

FABRICA DE LACURI ŞI VOPSELE

TIMIŞOARA • STR. PENEŞ CURCANUL Nr. 5 • TELEFON 25-71

Electronica



Uzinele „ELECTRONICA" str. Baicului nr. 82, realizează următoarele produse de electronică industrială:

◆ **UMIDOMETRE** tranzistorizate destinate măsurării umidității produselor agricole;

◆ Amplificatoare de audiofrecvență cu putere nominală la ieșire de 10 W, 20 W, 250 W și 500 W, destinate amplificării transmisiunii de la microfon, radio, magnetofon pentru centre de radioficare din întreprinderi și instituții;

◆ Generator de I. F. capacitiv cu 5 kW putere nominală la ieșire, utilizat în industria mobilei.

În curs de punere în fabricație:

◆ Releu electronic temporizat;

◆ Nivostat capacitiv

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI METALURGIEI ŞI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XV, MAI 1963, Nr. 5

CUPRINS

CONSTRUCŢIE — CERCETĂRI — ÎNCERCĂRI

B. GRÜNWALD: Comportarea motorului de automobil cu aprindere prin scînteie, în regim de accelerare 353—359
P. DOBRESCU: Transportorul păşitor de la Uzina de strunguri—Arad 360—366
F. DUDIŢĂ: Autovibraţii determinate de transmisia cardanică a automobilului 366—371

TEHNOLOGIE

I. ECHIM: Contribuţii la sudarea aluminiului şi a aliajelor sale. 371—376

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

N. RANCU şi F. MANGIUREA: Calculul statistic al preciziei maşinilor unelte în vederea repartiţiei optime a pieselor de prelucrat în funcţie de toleranţele lor. 376—381

ÎNTREŢINERE ŞI EXPLOATARE

C. CREŢULESCU şi I. SCHEIANU: Contribuţii la realizarea unor unsori speciale pentru rulmenţi 382—383

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

O. SCHNABEL: Tehnica securităţii la sudarea electrică manuală şi automată 383—388

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

E. SILIANU şi P. ALEXANDRU: Asupra condiţiei de montaj la mecanismele planetare cu sateliţi dubli 388—91
L. LAŞCU-SIMION: Metode avansate de fabricare a roţilor dinţate 391—396

DOCUMENTARE 396—406
RECENZII 406—409
CRONICA 409—412
INFORMAŢII 413
REVISTA REVISTELOR 414—416

CZ 621.434.1.019 : 629.113

B. Grünwald : **Comportarea motorului de automobil cu aprindere prin scînteie, în regim de accelerare.**

Se analizează modul de variaţie a unor parametri funcţionali ai motorului în regim de accelerare, pe baza unor date experimentale din literatura de specialitate prelucrate de autor : coeficientul de umplere, coeficientul excesului de aer, avansul la aprindere, durata arderii, randamentul indicat, presiunea medie indicată, puterea efectivă ; se conchide asupra posibilităţilor de ameliorare a calităţilor dinamice ale motorului şi a eficienţei sale economice.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 353 – 359

CZ 621.757 : 621.867

P. Dobrescu : **Transportorul păşitor de la Uzina de strunguri-Arad.**

Se prezintă constructiv şi funcţional transportorul păşitor instalat în cadrul liniei de montaj a Uzinei de strunguri din Arad ; se analizează soluţiile alese în legătură cu comenzile şi acţionarea părţilor mobile ale instalaţiei.

onstrucţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 360 – 366

CZ 629.113 – 752 : 621.825.6

F. Dudiţă : **Autovibraţii determinate de transmisia cardanică a automobilului.**

Sînt analizaţi factorii ce modifică schema cinematică reală a transmisiei cardanice, indicînd un anumit grad de nehomocineticitate, fapt ce determină apariţia autovibraţiilor ; se deduc ecuaţiile generale ale autovibraţiilor unui sistem bimasic cu articulaţii cardanice ; se aplică ecuaţiile determinate în cadrul unui exemplu de calcul, verificîndu-se experimental rezultatele pe un model fizic.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 366 – 371

CZ 621.791.019.71

I. T. Echim : **Contribuţii la sudarea aluminiului şi a aliajelor sale.**

Se prezintă problemele de principiu legate de sudarea aluminiului şi a aliajelor respective, se precizează metodicele de lucru rezultate din practică pentru realizarea îmbinărilor sudate la table, ţevi sau piese, insistîndu-se asupra cerinţelor de bază.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 371 – 376

CZ 621.91.07 : 753.1

N. Rancu şi *F. O. Mangiurea* : **Calculul statistic al preciziei maşinilor-unelte în vederea repartiţiei optime a pieselor de prelucrat în funcţie de toleranţele lor.**

Se prezintă două metode pentru determinarea preciziei utilajelor unui atelier cu maşini automate şi semiautomate, conchizîndu-se că aprecierea dinamicii preciziei utilajelor permite utilizarea raţională a acestora şi stabilirea timpului optim de reparaţie.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 376 – 382

CZ 621.892.5 : 621.822.6

C. Creţulescu şi *I. Scheianu* : **Contribuţii la realizarea unor unsori speciale pentru rulmenţi.**

Se evidenţiază caracteristicile principale ale unor unsori speciale noi, pentru rulmenţi, destinate a înlocui produsele similare.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 382 – 383

CZ 621.791.7 : 614.8

O. Schnabel : **Tehnica securităţii la sudarea electrică, manuală şi automată.**

O expunere a elementelor ce formează tehnica securităţii în cadrul sudării electrice ; se prezintă dispozitivele necesare îmbunătăţirii protecţiei.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 383 – 388

CZ 621.833.6 : 629.113

E. Silianu şi *P. Alexandru* : **Asupra condiţiei de montaj la mecanismele planetare cu sateliţi dubli.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 388 – 391

CZ 621.834

L. Laşcu-Simion : **Metode avansate de fabricare a roţilor dinţate.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 5, p. 391 – 393

DIN NUMĂRUL VIITOR

C. A. VASILESCU şi I. ŞTEFAN : Studiul experimental al reglajului aprinderii la motorul cu aprindere prin scînteie.

A. RADU-CERNEA : Unele aspecte ale influenţei turbulenţei asupra vitezei de propagare a flăcării în motorul cu aprindere prin scînteie.

H. S. NICOLOV : Determinarea randamentului maxim la motorul cu ardere internă în funcţie de consumul de combustibil.

A. DUMITRESCU, M. BUZESCU şi N. GALIN : Metodă analitică pentru proiectarea secţiilor tehnologice din şantierele navale.

A. VLAD : Finisarea suprafeţelor prin deformare plastică.

V. BORCH : Un model matematic de calcul al planificării capacităţii de producţie.

I. KATZ : Cerinţe de tehnica securităţii la construirea cabinelor moderne de comandă pentru poduri rulante.

A. RIPIANU : O nouă metodă pentru determinarea pulsaţiilor proprii corespunzătoare vibraţiilor de torsiune ale arborilor cotiţi la motoarele omogene în linie.

ДК 621.434.1.019 : 629.113

Б. Грюнвальд: **Поведение автомобильного двигателя с искровым зажиганием при режиме ускорения.**

Анализируются изменения ряда функциональных параметров двигателя при режиме ускорения: коэффициент наполнения, коэффициент избытка воздуха, опережение при зажигании, продолжительность сгорания, заданный к.п.д., заданное среднее давление, фактическая мощность; отмечаются возможности улучшения динамических свойств двигателя и повышения его экономической эффективности.

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 5, стр. 353–359

ДК 621.757 : 621.867

П. Добреску: **Шагающий конвейер на Арадском завода токарных станков.**

Приводится конструктивное и функциональное описание шагающего конвейера, установленного на монтажной линии Арадского завода токарных станков. Анализируются решения принятые в связи с управлением и приводом движущихся узлов установки.

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 5, стр. 360–366

ДК 629.113–752 : 621.825.6

Ф. Дудица: **Автовибрации вызываемые карданной передачей автомобиля.**

Анализируются факторы, ведущие к изменению фактической кинематической схемы карданной передачи, вызывающему известную степень негомокинетичности, что обусловливает возникновение автовибрации; выводятся общие уравнения автовибрации двухмассовой системы с карданными сочленениями; установленные уравнения применяются при примерном расчёте.

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 5, стр. 366–371

ДК 621.791.019.71

И. Т. Эким: **О сварке алюминия и его асплавов.**

Освещаются принципиальные вопросы, связанные со сварой алюминия и соответствующих сплавов, уточняется методология работы, основанная на практическом опыте в связи с осуществлением сварных соединений применительно к листовому железу, Зрубам, и деталям, причем особое внимание уделяется основным требованиям.

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 5, стр. 371–376

ДК 621.91.07 : 621.753.1

Н. Ранку и *Ф. О. Манжуря*: **Статистический расчёт точности станков в целях оптимального распределения обрабатываемых деталей в зависимости от их допусков.**

Излагаются два метода определения точности оборудования мастерской оснащенной автоматическими и полуавтоматическими станками, причем отмечается, что оценка динамики точности оборудования ведет к их целесообразному использованию и уточнению оптимального срока ремонта.

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 5, стр. 376–382

ДК 621.892.5 : 621.822.6

К. Крецулеску и *И. Скеяну*: **О производстве специальных смазок для подшипников.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 5, стр. 382–383

ДК 621.791.7 : 614.8

О. Шнабель: **Техника безопсаности при электрической ручной и автоматической сварке.**

Construcţia de Maşini 15 (1953), № 5, стр. 383–388

ДК 621.833.6 : 629.113

Е. Силиану и *П. Александру*: **О монтажных условиях планетарных механизмов с двойными сателлитами.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), № 5, стр. 388–391

ДК 621.834

Л. Лашку-Симион: **Прогрессивные етоды производства зубчатых колес**

Construcţia de Maşini 15 (1963) № 5, стр. 391–396

DK 621.434.1.019: 629.113

B. Grünwald: **Verhalten des Kraftwagenmotors mit Funkenzündung im Beschleunigungsbetrieb.**

Die Art der Veränderungen einiger funktionellen Parameter des Motors im Beschleunigungsbetrieb wird analysiert, und zwar: der Füllfaktor, der Luftüberschussfaktor, die Vorzündung, die Brenndauer, der indizierte Wirkungsgrad, der indizierte mittlere Druck, die effektive Leistung; es werden die Besserungsmöglichkeiten der dynamischen Qualitäten des Motors und seine Wirtschaftlichkeit besprochen.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 353–359

DK 621.757 : 621.867

P. Dobrescu: **Der Pilgerschrittförderer der Drehbankwerke Arad.**

Der in Rahmen der Montagelinie der Drehbankwerke Arad eingerichtete Pilgerschrittförderer wird bezüglich seines Baues und seines Betriebes vorgestellt; es werden die in Verbindung mit der Steuerung und dem Antrieb der mobilen Teile der Anlage gewählten Lösungen analysiert.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S 360–366

DK 629.113–752 : 621.825.6

F. Dudiţă: **Durch die Kardanübertragung des Kraftwagens erzeugte Autovibrationen.**

Es werden diejenigen Faktoren analysiert, welche durch Induktion eines gewissen Grades von Unhomokinetizität das wahre kinematische Schema der Kardanübertragung ändern, durch welche Tatsache das Erscheinen der Autovibrationen veranlasst wird; es werden die Generalgleichungen der Autovibrationen eines biphasischen Systems mit Kardangelenken abgeleitet; die bestimmten Gleichungen werden in Rahmen eines Rechenexempels angewandt.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 366–371

DK 621.791.019.71

I. T. Echim: **Beiträge zur Schweissung des Aluminiums und seiner Legierungen.**

Es werden die grundsätzlichen, mit der Schweissung des Aluminiums und seiner entsprechenden Legierungen verbundenen Probleme dargestellt; es werden die aus der Praxis hervorgehenden Arbeitsverfahren für die Ausführung der Schweissverbindungen bei Blech, Rohren oder Maschinenteilen bestimmt.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 371–376

DK 621.91.07 : 621.753.1

N. Rancu und *F. O. Mangiurea*: **Statistische Berechnung der Präzision der Werkzeugmaschinen hinsichtlich der optimalen Zuteilung der zu bearbeitenden Maschinenteile, auf Grund ihrer Toleranz.**

Es werden zwei Methoden zur Bestimmung der Präzision der Rüstzeuge einer Werkstatt mit automatischen und halbautomatischen Maschinen vorgezeigt, mit der Schlussfolgerung, dass die Schätzung der Dynamik der Präzision der Werkzeugmaschinen deren rationelle Anwendung und die Bestimmung des optimalen Reparaturzeitpunkts erlaubt.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 376–382

DK 621.892.5 : 621.822.6

C. Creţulescu und *I. Scheianu*: **Beiträge zur Herstellung besonderer Schmierfette für Wälzlager.**

Es werden die hauptsächlichen Charakteristika einiger besonderer Schmierfette für Wälzlager hervorgehoben, welche bestimmt sind, gleichartige, durch Einfuhr erworbene Erzeugnisse zu ersetzen.

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 382–383

DK 621.791.7 : 614.8

O. Schnabel: **Arbeitsschutz bei Elektroschweissung mit Hand- und automatischem Betrieb.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 383–388

DK 621.833.6 : 629.113

E. Silianu und *P. Alexandru*: **Uber die Montagebedingungen bei Planetargetrieben mit doppelten Satelliten.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 388–391

DK 621.834

L. Laşcu-Simion **Fortgeschrittene Fertigungsverfahren der Zahnräder.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), H. 5, S. 391–396

CD 621.434.1.019 : 629.113

B. Grünwald : **Le comportement du moteur de l'automobile à allumage par étincelle, en régime d'accélération.**

On analyse la variation de certains paramètres fonctionnels du moteur en régime d'accélération : le degré d'admission, le coefficient de l'excès d'air, l'avance à l'allumage, la durée de la combustion, le rendement indiqué, la pression moyenne indiquée, la puissance effective ; on étudie finalement les possibilités de l'amélioration des qualités dynamiques du moteur et de son efficacité économique.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 353–359

CD 621.757 : 621.867

P. Dobrescu : **Le transporteur à pas de pèlerin de l'usine de tours d'Arad.**

On présente, du point de vue constructif et fonctionnel, le transporteur à pas de pèlerin installé sur la ligne de montage de l'usine de tours d'Arad ; on examine les solutions choisies par rapport à la commande et l'action sur les parties mobiles de l'installation.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 360–366

CD 629.113–752 : 621.825.6

F. Dudiţă : **Les autovibrations provoquées par la transmission à la cardan de l'automobile.**

On étudie les facteurs qui modifient le schéma cinématique réel de la transmission à la cardan et qui provoquent une certaine non-homocinéticité, ce qui a pour effet l'apparition des autovibrations ; on déduit les équations générales des autovibrations d'un système pourvu d'articulations à la cardan et on les applique dans un cas donné.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 366–371

CD 621.791.019.71

I. T. Echim : **Contributions à l'étude de la soudure de l'aluminium et de ses alliages.**

On présente les problèmes de principe posés par la technologie de la soudure de l'aluminium et de ses alliages, on précise les méthodes de travail indiquées par la pratique en vue de la réalisation des assemblages soudés pour tôles, tuyaux et pièces, en appuyant sur les conditions fondamentales.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 371–376

CD 621.91.07 : 621.753.1

N. Rancu et *F. O. Mangiurea* : **Le calcul statistique de la précision des machines-outils, dans le but de la meilleure répartition des pièces soumises à l'usinage en fonction de leur tolérance.**

On expose deux méthodes pour déterminer la précision des outillages d'un atelier où fonctionnent des machines automatiques et semi-automatiques, en concluant que l'appréciation de la dynamique des outillages permet leur utilisation rationnelle et l'établissement du meilleur terme pour les réparations.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 376–382

CD 621.892.5 : 621.822.6

C. Creţulescu et *I. Scheianu* : **Contributions à la réalisation de quelques graisses spéciales pour roulements.**

On met en évidence les caractéristiques de quelques graisses spéciales nouvelles pour roulements, destinées à remplacer les produits similaires importés de l'étranger.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 382–383

CD 621.791.7 : 614.8

O. Schnabel : **La technique de la sécurité du travail pendant l'opération de soudure électrique, manuelle et automatique.**

Un exposé des principes de la sécurité du travail pendant l'exécution de la soudure électrique.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 383–388

CD 621.833.6 : 629.113

E. Silianu et *P. Alexandru* : **Sur le montage des mécanismes planétaires à doubles satellites.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 388–391

CD 621.834

L. Laşcu-Simion : **Méthodes avancées pour la fabrication des roues dentées.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 391–396

DC 621.434.1.019 : 629.113

B. Grünwald : **Behaviour of the automobile engine with spark ignition under acceleration regime.**

The manner of variation of some experimental parameters of the engine under the acceleration regime is analysed : the admission efficiency, the air-fuel ratio, the spark advance, the combustion duration, the indicated mean pressure, the indicated efficiency, the brakehorsepower ; conclusions are drawn, regarding the improvement possibilities of the dynamic qualities of the engine and its economic efficiency.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 353–359

DC 621.757 : 621.867

P. Dobrescu : **The pilgrim-step-conveyor of the Turning Lathe Plant Arad.**

The pilgrim-step-conveyor installed in the frame of the mounting line of the Turning Lathe Plant Arad is presented from the constructive and the functional point of view ; the chosen solutions are analyzed, with regard to the control and the drive of the mobile parts of the outfit.

Construcţia de Masini 15 (1963), no. 5, p. 360–366

DC 629.113–752 : 621.825.6

F. Dudiţă : **Selfvibrations generated by the cardanic transmission of the automobile.**

The factors which modify the real kinematic diagram of the cardanic transmission, inducing a certain degree of unhomokinematicity which determines the apparition of the selfvibrations, are analyzed ; the general equations of the selfvibrations of a biphasic system with cardan joints are deduced ; the determined equations are applied in the frame of a calculating example.

Construcţia de Masini 15 (1963), no. 5, p. 366–371

DC 621.791.019.71

I. T. Echim : **Contributions to the welding of aluminium and its alloys.**

The principal problems of aluminium and its alloys welding are presented ; the working methods derived from practice for the achievement of welding joints for sheet metals, tubes or machine pieces are outlined.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 371–376

DC 621.91.07 : 621.753.1

N. Rancu and *F. O. Mangiurea* : **Statistic calculation of the precision of the machine tools with a view to the best allotment of the working pieces, depending on their tolerances.**

Two methods for the determination of the precision of the implements of a work shop with automatic and semiautomatic machines are presented, concluding that the estimation of the dynamics of the precision of the tools permits to utilize them rationally and to establish the optimum time for repair.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 376–382

DC 621.892.5 : 621.822.6

C. Creţulescu and *I. Scheianu* : **Contributions to the production of a special lubricant for contact bearings.**

Special attention is called to the principal characteristic of some special new lubricants for contact bearings, destinated to replace similar products.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 382–383

DC 621.791.7 : 614.8

O. Schnabel : **Safety technique in manual and automatic electric welding.**

An exposition of the elements which compose the safety technique in the frame of electric welding.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 383–388

DC 621.833.6 : 629.113

E. Silianu and *P. Alexandru* : **About the conditions of assembling in the planetary gears with double satellites.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 388–391

DC 621.834

L. Laşcu-Simion : **Advanced spur gears manufacturing methods.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 5, p. 391–396

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI METALURGIEI ȘI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

anul 15, nr. 5, mai 1963
BUCUREȘTI

Construcție
Cercetare
Încercări

CZ 621.434.1.019 : 629.113

Comportarea motorului de automobil cu aprindere prin scînteie în regim de accelerare

Ing. BERTHOLD GRÜNWALD
Institutul politehnic – București

Modificarea indicilor caracteristici — putere efectivă, moment motor efectiv și consum specific efectiv de combustibil — la funcționarea motorului în regim tranzitoriu este determinată de schimbările care intervin în principalele procese de lucru ale motorului : procesul de umplere și procesul de ardere.

În prezent nu este posibilă cercetarea pe baze analitice a comportării motorului de automobil în regim tranzitoriu din cauza numărului mare de parametri de care depinde acest regim și a unei interdependențe complexe care există între ei. De altfel, și cercetările experimentale sînt reduse ca volum și se referă aproape numai la motorul cu aprindere prin scînteie.

În cele ce urmează se prezintă principalele probleme privind funcționarea motorului de automobil cu aprindere prin scînteie în regim de accelerare. Încercările au fost efectuate pe motoarele M–20 și ZIL–120. Rezultatele experimentale publicate în lucrările [1], [2] sînt prelucrate de autor.

Schimbările care intervin în procesele de lucru ale motorului în regim de accelerare se pun în evidență prin compararea parametrilor indicați (presiune medie sau moment motor și randament indicat), determinați în regimul permanent și în regimul de accelerare.

Expresia presiunii medii indicate în regim permanent și în regim de accelerare este :

$$p_i^p = B \frac{\eta_i^p}{\alpha^p} \eta_v^p ; \tag{1}$$

$$p_i^a = B \frac{\eta_i^a}{\alpha^a} \eta_v^a ; \tag{2}$$

în care :

$$B = b \frac{H_i}{L_0} \gamma_0 ;$$

b este constanta care depinde de sistemul unităților de măsură ;

H_i — puterea calorifică inferioară a combustibilului ;

L_0 — cantitatea teoretică de aer necesară pentru arderea unui kilogram de combustibil ;

γ_0 — greutatea specifică a aerului în condiții normale de stare ;

η_i — randamentul indicat ;

α — coeficientul excesului de aer ;

η_v — coeficientul de umplere.

Litera *p* se referă la regimul permanent, litera *a* la regimul de accelerare.

Drept criteriu de comparație se introduce diferența dintre parametrii regimului permanent și cei ai regimului tranzitoriu, raportată la parametrii regimului permanent, adică diferența relativă sau, pentru regimul de accelerare, reducerea relativă a parametrilor caracteristici ai regimului permanent.

Reducerea relativă de presiune medie indicată în regim de accelerare :

$$\frac{\Delta p_i^a}{p_i^p}100 = \frac{p_i^p - p_i^a}{p_i^p}100 = \left(1 - \frac{\dfrac{\eta_i^a}{\alpha^a}\eta_v^a}{\dfrac{\eta_i^p}{\alpha^p}\eta_v^p}\right)100 \quad (3)$$

poate fi determinată dacă se cunoaște variația parametrilor : η_v, α, η_i, η_i/α.

Coeficientul de umplere. În regim de accelerare consumul orar de aer se reduce. Experiența arată că reducerea relativă a consumului orar de aer variază liniar cu accelerația unghiulară a arborelui cotit (fig. 1). Dacă se notează cu ψ unghiul de înclinare a dreptei, rezultă :

$$\frac{\Delta G_a^a}{G_a^p}100 = \dot{\omega}\,\mathrm{tg}\psi, \quad (4)$$

în care :

$$\Delta G_a^a = G_a^p - G_a^a, \quad (5)$$

G_a^p fiind consumul orar de aer în regim permanent ;

G_a^a — consumul orar de aer în regim de accelerare ;

$\dot{\omega}$ — accelerația unghiulară a arborelui cotit.

Din relațiile (4) și (5) rezultă :

$$G_a^a = \left(1 - \frac{1}{100}\dot{\omega}\,\mathrm{tg}\psi\right)G_a^p. \quad (6)$$

Coeficientul de umplere a motorului este precizat de relația cunoscută

$$\eta_v^a = \frac{G_a^a}{30\,V_h\gamma_0 n}, \quad (7)$$

în care :

V_h este cilindreea motorului și n — turația motorului.

Înlocuind consumul orar de aer G_a^a din relația (7) cu relația (6) rezultă :

$$\eta_v^a = \frac{G_a^p}{30\,V_h\gamma_0 n}\left(1 - \frac{1}{100}\dot{\omega}\,\mathrm{tg}\psi\right). \quad (8)$$

Deoarece

$$\frac{G_a^p}{30\,V_h\gamma_0 n} = \eta_v^p, \quad (9)$$

coeficientul de umplere în regim de accelerare va fi :

$$\eta_v^a = \eta_v^p\left(1 - \frac{1}{100}\dot{\omega}\,\mathrm{tg}\psi\right)$$

sau

$$\frac{\Delta\eta_v^a}{\eta_v^p}100 = \dot{\omega}\,\mathrm{tg}\psi, \quad (10)$$

adică reducerea relativă a coeficientului de umplere, în regimul de accelerare, față de cel permanent la o turație dată (ψ = ct.), este cu atît mai mare cu cît accelerația unghiulară a arborelui cotit este mai mare (fig. 1). Experiențele au fost efectuate pentru deschiderea maximă a obturatorului ; prin urmare, reducerea coeficientului de umplere nu se datorește modificării rezistențelor gazodinamice ca urmare a variației de secțiune. Această reducere trebuie explicată prin modificările care intervin în caracterul și frecvența pulsațiilor din colectorul de admisiune, prin rezistențele suplimentare care apar la creșterea accelerației, prin inerția coloanei de amestec dintre obturator și cilindru, prin invarianța fazelor de distribuție, prin variația secțiunii de trecere oferită de supapă.

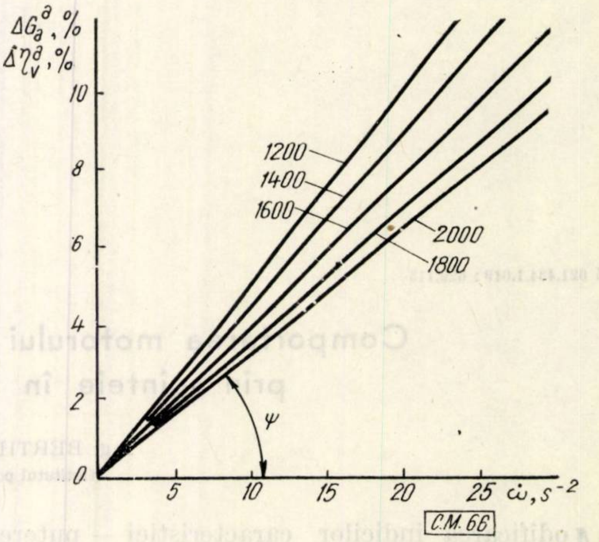


Fig. 1

Se constată că unghiul ψ este cu atît mai mare cu cît turația este mai mică, ceea ce se explică prin aceea că postumplerea cilindrului pe baza fenomenului inerțional este tot mai puțin eficientă la micșorarea turației.

Variația coeficientului de umplere în regim de accelerare la deschiderea obturatorului este mai complexă.

În figura 2 se prezintă legea de deschidere a obturatorului *1* și viteza de deschidere a sa *2*. Legea de deschidere precizează variația coeficientului de secțiune în timp [3].

Timpul τ_{max} în care se realizează deschiderea completă a obturatorului se disociază în două perioade distinctive şi aproximativ egale.

În prima perioadă reducerea relativă a coeficientului de umplere (curba 3) — în sensul pozitiv al ordonatei — şi a debitului de aer (curba 4) este sensibilă (fig. 2) şi trece printr-un maximum în momentul $\tau_1 \simeq \frac{1}{4}\tau_{max}$; ea se anulează aproximativ la jumătatea duratei de deschidere (sfîrşitul primei perioade), cînd coeficientul de secţiune este aproximativ 75% din valoarea sa maximă.

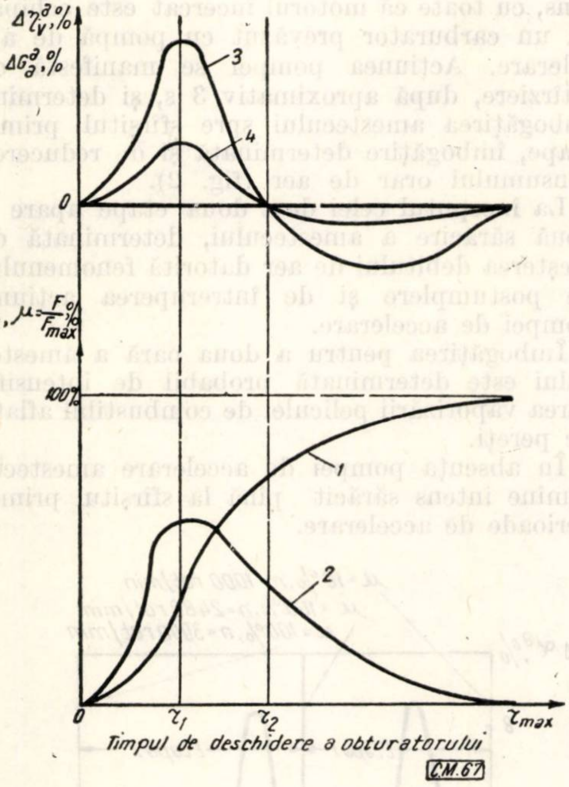


Fig. 2

În a doua perioadă reducerea relativă a coeficientului de umplere este negativă, ceea ce ilustrează o creştere a coeficientului de umplere în regim de accelerare, în comparaţie cu regimul permanent.

Această lege de variaţie este determinată de legea de deschidere şi viteza de deschidere a obturatorului. Iniţial are loc o deschidere bruscă a obturatorului cu viteze mari. Fenomenul inerţional se opune creşterii corespunzătoare a debitului de aer, de aceea reducerea maximă a debitului de aer se realizează la viteza maximă de deschidere a obturatorului. Reducerea relativă a coeficientului de umplere urmează aceeaşi alură de variaţie.

În a doua perioadă, viteza de deschidere scade încet şi apare un fenomen de postumplere a cilindrului, datorită inerţiei coloanei de amestec ce se scurge spre cilindru.

În figura 3 se prezintă influenţa simultană a deschiderii obturatorului şi a turaţiei asupra procesului de umplere, în regim de accelerare.

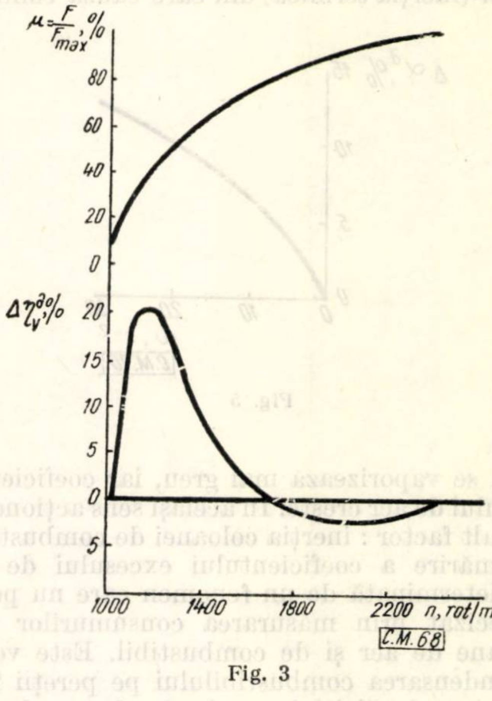


Fig. 3

Legea de variaţie a diferenţei $\Delta\eta_v^a$ se explică pe baza celor menţionate.

Se impune o subliniere, şi anume aceea că în ansamblu coeficientul de umplere în regim de accelerare se micşorează.

Înrăutăţirea procesului de umplere determină o sporire a cantităţii relative de gaze arse reziduale din cilindrul motorului.

În figura 4 se prezintă creşterea relativă a cantităţii de gaze arse reziduale odată cu mărirea acceleraţiei unghiulare a arborelui cotit. Încercările au fost efectuate cu obturatorul complet deschis.

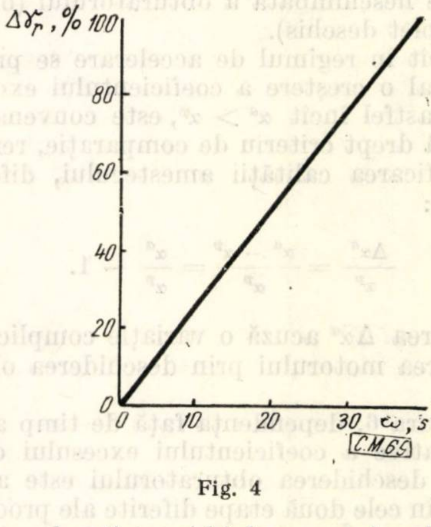


Fig. 4

Coeficientul excesului de aer. În regim de accelerare un şir de factori acţionează în sensul sărăcirii amestecului.

În primul rînd se menţionează întîrzierea cu care sporeşte temperatura de regim a motorului (inerţia termică) din care cauză combustibilul se vaporizează mai greu, iar coeficientul excesului de aer creşte. În acelaşi sens acţionează şi un alt factor : inerţia coloanei de combustibil.

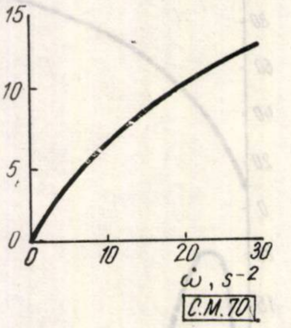


Fig. 5

O mărire a coeficientului excesului de aer este determinată de un fenomen care nu poate fi precizat prin măsurarea consumurilor momentane de aer şi de combustibil. Este vorba de condensarea combustibilului pe pereţii încă insuficient încălziţi în perioada de accelerare.

Trebuie menţionată, de asemenea, şi o anumită neomogenitate a amestecului, determinată de mărirea acceleraţiei, micşorarea vitezei de scurgere a amestecului în colector etc.

Aceste fenomene creează dificultăţi mari în determinarea prin măsurări directe a valorii instantanee a coeficientului excesului de aer.

În figura 5 se prezintă creşterea relativă a coeficientului excesului de aer în funcţie de acceleraţia unghiulară a arborelui cotit, la o poziţie neschimbată a obturatorului (obturator complet deschis).

Întrucît în regimul de accelerare se produce în general o creştere a coeficientului excesului de aer, astfel încît $\alpha^a > \alpha^p$, este convenabil să se aleagă drept criteriu de comparaţie, referitor la modificarea calităţii amestecului, diferenţa relativă :

$$\frac{\Delta\alpha^a}{\alpha^p} = \frac{\alpha^a - \alpha^p}{\alpha^p} = \frac{\alpha^a}{\alpha^p} - 1.$$

Creşterea $\Delta\alpha^a$ acuză o variaţie complicată la accelerarea motorului prin deschiderea obturatorului.

În figura 6, dependenţa faţă de timp a creşterii relative a coeficientului excesului de aer $\Delta\alpha^a$ la deschiderea obturatorului este asemănătoare în cele două etape diferite ale procesului de accelerare. În prima etapă—45% din timpul total de accelerare — coeficientul de secţiune creşte de la 10 la 100% (obturator complet deschis), iar turaţia creşte de la 1 000 la 2 480 rot/min ; în a doua etapă — accelerarea se desfăşoară pentru o poziţie neschimbată a obturatorului — turaţia creşte pînă la 3 000 rot/min.

În primele secunde amestecul sărăceşte intens, cu toate că motorul încercat este echipat cu un carburator prevăzut cu pompă de accelerare. Acţiunea pompei se manifestă cu întîrziere, după aproximativ 3 s, şi determină îmbogăţirea amestecului spre sfîrşitul primei etape, îmbogăţire determinată şi de reducerea consumului orar de aer (fig. 2).

La începutul celei de-a doua etape apare o nouă sărăcire a amestecului, determinată de creşterea debitului de aer datorită fenomenului de postumplere şi de întreruperea acţiunii pompei de accelerare.

Îmbogăţirea pentru a doua oară a amestecului este determinată probabil de intensificarea vaporizării peliculei de combustibil aflată pe pereţi.

În absenţa pompei de accelerare amestecul rămîne intens sărăcit pînă la sfîrşitul primei perioade de accelerare.

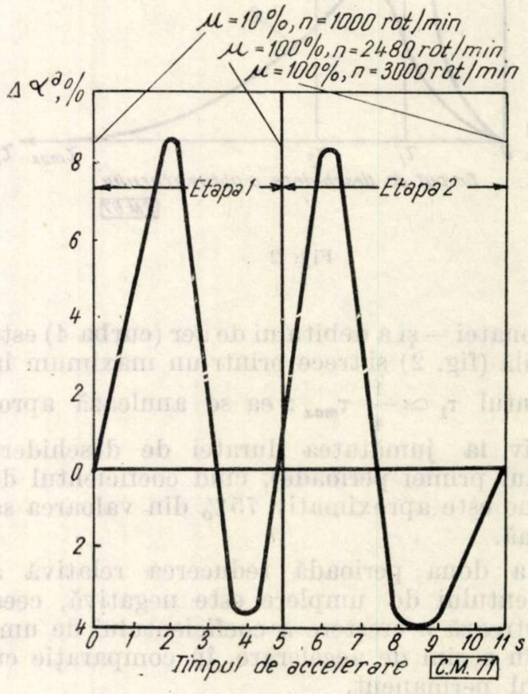


Fig. 6

Avansul la aprindere. La accelerarea motorului este posibil să se modifice legea de variaţie a avansului din cauza inerţiei dispozitivelor de reglare automată a avansului (regulatorul centrifugal şi regulatorul pneumatic). Încercările arată că această modificare este practic neglijabilă (2—3°). Se poate considera astfel că legea de variaţie a avansului determinată pentru regimul permanent de funcţionare rămîne neschimbată în regimul de accelerare.

Această invarianță atrage după sine dezavantaje importante, deoarece în regim permanent se precizează avansul optim la aprindere. Prin schimbarea condițiilor de stare a amestecului (presiune, temperatură, coeficientul gazelor arse reziduale) și prin modificarea dozajului, avansul optim trebuie schimbat; or, în regim de accelerare el rămîne identic cu cel din regim permanent.

La variația dozajului cu 10%, avansul optim trebuie să fie modificat cu aproximativ 10°. Pentru exemplul prezentat în figura 5 avansul optim trebuie să crească cu circa 12° la variația maximă a dozajului. În regim permanent de funcționare, o reducere a avansului cu 12° față de valoarea optimă înseamnă o scădere a puterii cu aproximativ 8–10% și o creștere a consumului specific efectiv de combustibil cu aproximativ 5–7%.

Modificarea duratei de ardere. Schimbarea condițiilor inițiale de stare și invarianța avansului la aprindere odată cu mărirea accelerației unghiulare atrag după sine o modificare a duratei primei faze a arderii ($\Delta\theta_1$) și întotdeauna o mărire a duratei fazei principale de ardere ($\Delta\theta_2$) (fig. 7).

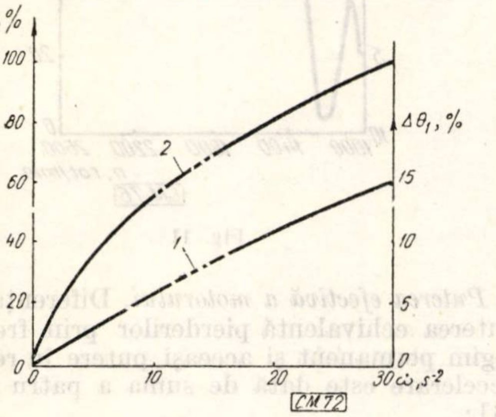


Fig. 7

Randamentul indicat. La accelerarea motorului pentru o poziție invariantă a obturatorului randamentul indicat ia o valoare mai mică decît cea corespunzătoare regimului permanent, pentru orice turație a motorului. Această împrejurare este determinată de necorespondența avansului real la aprindere față de avansul optim, ceea ce are drept consecință prelungirea în destindere a sfîrșitului arderii.

Cu totul alt caracter are legea de variație a randamentului indicat în regim de accelerare la o turație constantă și sarcini diferite. În figura 8 se prezintă reducerea relativă a randamentului indicat — în sensul pozitiv al ordonatei — în funcție de poziția obturatorului în regim de accelerare ($\dot{\omega} = 30$ s^{-2}, $n = 1\,000$ rot/min).

Se constată că, în domeniul sarcinilor mici pînă la 50%, randamentul indicat este mai mic decît cel corespunzător regimului permanent — reducerea randamentului $\Delta\eta_i^a$ este pozitivă; în domeniul sarcinilor mari, randamentul indicat depășește valoarea determinată în regim permanent.

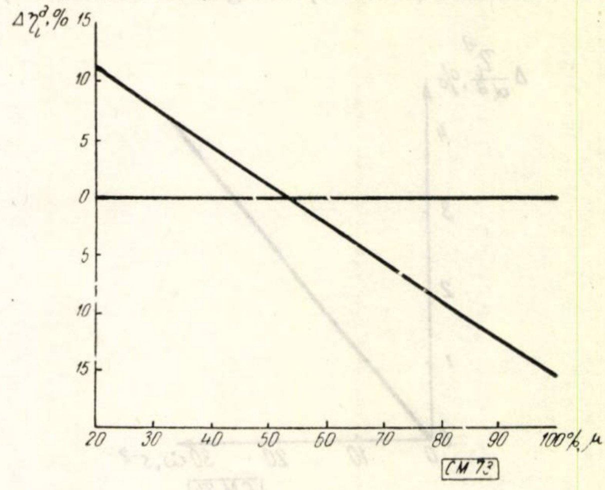


Fig. 8

În domeniul sarcinilor mari calitatea amestecului este determinată de reglajul de putere maximă. Sărăcirea amestecului la accelerarea motorului apropie dozajele bogate, de putere, de dozajele economice, din care cauză randamentul indicat depășește valoarea realizată în regim permanent.

În domeniul sarcinilor mici motorul trebuie să funcționeze cu dozaje economice. Orice variație a dozajului odată cu accelerarea motorului provoacă reducerea randamentului indicat.

Presiunea medie indicată. Pentru a determina variația presiunii medii indicate și a puterii indicate este necesar să se determine valoarea și legea de variație a raportului η_i^a/α^a.

Modificarea raportului η_i^a/α^a în regim de accelerare se determină indirect pe baza relației (2):

$$\frac{\eta_i^a}{\alpha^a} = B' \frac{p_i^a}{\eta_v^a},$$

deoarece din punct de vedere experimental, cel mai convenabil procedeu constă în măsurarea directă a presiunii medii indicate și a debitului orar de aer.

Raportul η_i^a/α^a în regim de accelerare variază după o lege simplă, de cele mai multe ori o dreaptă, cînd poziția obturatorului este invariabilă.

Reducerea raportului η_i^a/α^a în acest caz este totuși puțin importantă (fig. 9). Mai importantă este reducerea presiunii medii indicate (fig. 10), care se datorește înrăutățirii sensibile a procesului de umplere (fig. 1).

Variația raportului η_i^a/α^a la deschiderea obturatorului se produce după o lege mult mai complicată. În figura 11 se prezintă reducerea relativă a raportului η_i^a/α^a (curba 1) şi a presiunii medii indicate (curba 2) în regim de accelerare;

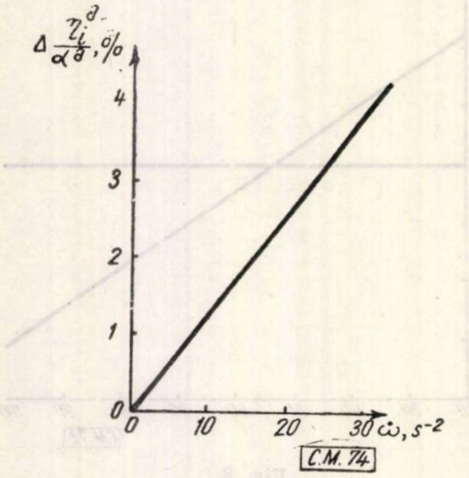


Fig. 9

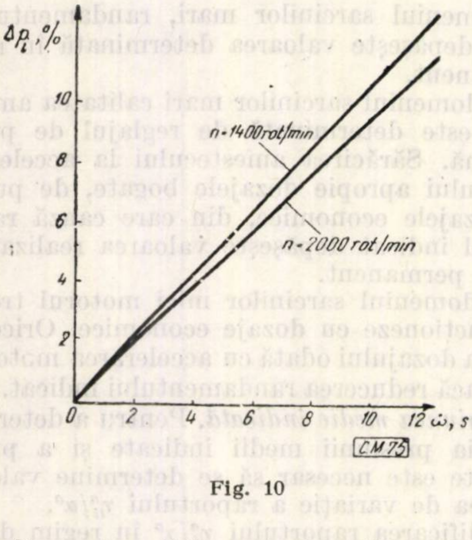


Fig. 10

curba 3 precizează legea de deschidere a obturatorului. La începutul deschiderii obturatorului, raportul η_i^a/α^a este mai mic decît în regim permanent, ceea ce se datoreşte atît reducerii randamentului indicat (fig. 8), cît şi sărăcirii amestecului (fig. 6) provocată de inerţia coloanei de combustibil şi de scăderea vitezei de vaporizare. Apoi raportul η_i^a/α^a depăşeşte valoarea realizată în regim permanent deoarece apare o îmbogăţire sensibilă a amestecului, datorită pe de o parte pompei de accelerare (fig. 6), iar pe de altă parte, micşorării debitului de aer şi a coeficientului de umplere (fig. 3). Astfel, raportul η_i^a/α^a se deplasează spre valoarea sa maximă.

Scăderea în continuare a raportului η_i^a/α^a (creşterea diferenţei relative $\Delta \frac{\eta_i^a}{\alpha^a}$, % la deschiderea în continuare a obturatorului, $\mu > 60\%$) este determinată de o nouă sărăcire a amestecului cauzată de mărirea coeficientului de umplere (fig. 3) şi o reducere probabilă a randamentului indicat cauzată de înrăutăţirea procesului de ardere (amestecul este insuficient încălzit din cauza inerţiei termice). Reducerea de presiune medie indicată urmează altă alură de variaţie care poate fi explicată ţinînd seamă de influenţa simultană a raportului η_i^a/α^a (fig. 11) şi a coeficientului de umplere (fig. 3).

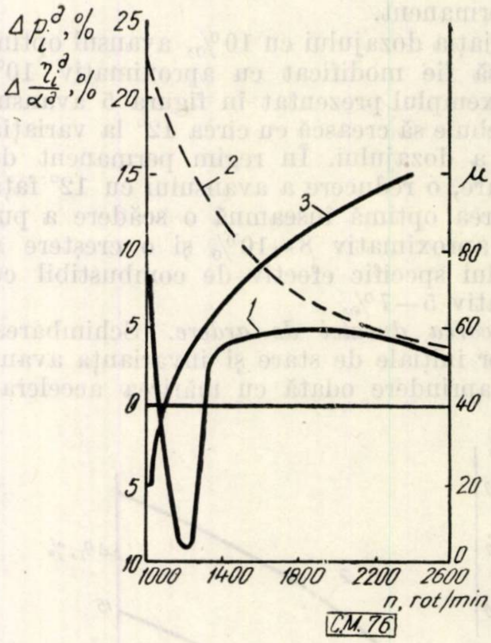


Fig. 11

Puterea efectivă a motorului. Diferenţa dintre puterea echivalentă pierderilor prin frecare în regim permanent şi aceeaşi putere în regim de accelerare este dată de suma a patru termeni [3]:

$$\Delta P_m^a = \Delta P_f^a + \Delta P_h^a + \Delta P_{pomp}^a + \Delta P_{ant}^a$$

Experienţa arată că lucrul mecanic cheltuit pentru mărirea energiei cinetice a apei din circuitul de răcire şi a aerului refulat de ventilator la accelerarea motorului este practic neînsemnat astfel încît $\Delta P_h^a = 0$.

Pe de altă parte, lucrul mecanic cheltuit pentru mărirea energiei cinetice a maselor organelor antrenate în mişcare fiind cuprins în randamentul inerţional, se poate considera de asemenea că $\Delta P_{ant}^a = 0$.

În regim de accelerare pierderile de pompaj cresc. Cantitatea absolută de gaze arse reziduale este independentă de regimul de accelerare; în schimb temperatura gazelor arse reziduale creşte prin efectul de sărăcire a amestecului şi necorespondenţa avansului real la aprindere faţă de cel teoretic. Ca urmare, presiunea gazelor reziduale creşte. Totodată se remarcă o scădere a presiunii de admisiune ca efect al măririi rezistenţelor gazodinamice. Ambele împrejurări determină mărirea lucrului mecanic de pompaj.

Pierderile prin frecare sînt determinate de două împrejurări care acționează în sensuri opuse. Prima : reducerea presiunii maxime din cilindru în regim de accelerare și ca urmare micșorarea pierderilor prin frecare ; a doua : mărirea viscozității uleiului datorită inerției termice a motorului și prin urmare mărirea pierderilor prin frecare. Pe baza experiențelor se poate afirma că în ansamblu pierderile prin frecare în regim de accelerare sînt mai mici și compensează pierderile de pompaj, astfel încît $\Delta P_m^a \simeq 0$. Dacă se iau în considerare și pierderile inerționale, se constată că în regim de accelerare pierderile totale (mecanice și inerționale) cresc proporțional cu accelerația. De exemplu, pentru $\omega = 30$ s^{-2}, pierderile totale la motorul ZIL-120 cresc cu 42% față de regimul permanent (n = 1600 rot/min).

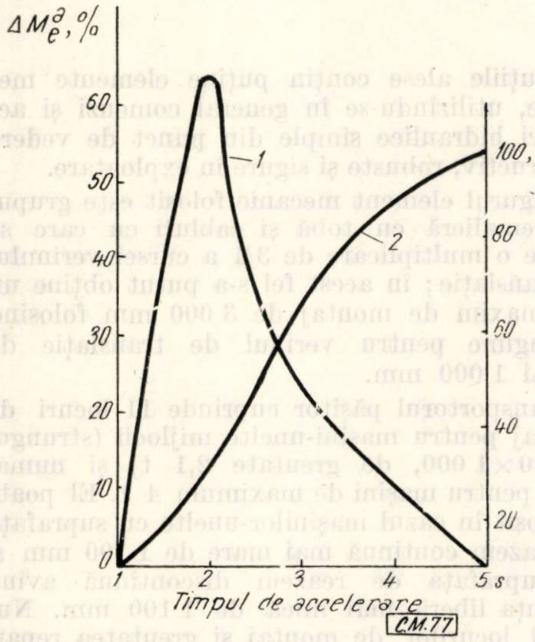


Fig. 12

Reducerea relativă a momentului motor *1* în regim de accelerare la deschiderea obturatorului *2* este substanțială (fig. 12) ; ea trece printr-un maximum (≃ 65%), după aproximativ 2 s de la accelerare, și este determinată de modificarea tuturor parametrilor proceselor de lucru din motor.

La accelerarea motorului cu menținerea neschimbată a obturatorului reducerea momentului efectiv este mai mică, de ordinul 20—30%.

Posibilități de îmbunătățire a calităților dinamice ale motorului. Îmbunătățirea funcționării motorului în regim de accelerare este impusă de cerințe economice (consum de combustibil) și tehnice (calitățile dinamice ale motorului). Ea se realizează prin perfecționarea proceselor de lucru în vederea ameliorării parametrilor indicați.

În primul rînd trebuie să se amelioreze procesul de umplere ceea ce se poate realiza prin corectarea construcției colectorului și galeriei de admisiune în vederea micșorării rezistențelor gazodinamice ; trebuie totodată să fie corectate fazele de distribuție astfel încît să satisfacă cerințele regimului de accelerare care sînt aproape hotărîtoare pentru motorul de automobil.

În al doilea rînd trebuie să se îmbunătățească procesul de formare a amestecului, ceea ce presupune perfecționarea construcției carburatorului (pompa de accelerare) și realizarea unui reglaj optim.

În al treilea rînd trebuie să se amelioreze procesul de ardere în regim de accelerare. Încălzirea mai intensă a amestecului corespunde atît cerințelor procesului de ardere cît și celui de formare a amestecului. Această soluție este cu atît mai importantă cu cît ea nu afectează coeficientul de umplere în regim de accelerare ; ea este însă obiecționabilă pentru regimul permanent de funcționare. Cerințele regimului de accelerare pentru motorul de automobil trebuie să fie însă precumpănitoare.

Perfecționarea dispozitivelor de reglare automată a avansului la aprindere, astfel încît acestea să țină seamă de modificarea condițiilor de stare și a dozajului în regim de accelerare, constituie o cale de mare eficacitate pentru îmbunătățirea procesului de ardere, mărirea puterii și a momentului motor, precum și pentru reducerea consumului de combustibil.

În sfîrșit, se menționează că micșorarea maselor în mișcare reprezintă de asemenea o soluție eficientă care trebuie să stea în atenția constructorilor pentru a îmbunătăți calitățile dinamice ale motorului.

---

[1] *Akatov, E. I.* ș.a. Rabota avtomobilnovo dvigatelia na neustanovivsemsia rejime. Moscova, Mașghiz, 1960. [2] *Diacenko, N. H.* ș.a. Bîstrohodnie porșnevie dvigatelii vnutrenevo sgorania. Moscova, Mașghiz, 1962. [3] *Grünwald, B.* Despre regimul tranzitoriu de funcționare a motoarelor de automobil. În : Construcția de mașini, nr. 4, 1963.

CZ 621.757 : 621.867

Transportorul pășitor de la Uzina de strunguri — Arad

Ing. PAUL DOBRESCU
ITCME

La Uzina de strunguri din Arad s-a terminat de curînd instalarea și s-au efectuat probele de funcționare ale unui transportor pășitor, executat după un proiect elaborat de Institutul Tehnologic al Construcțiilor de Mașini (ITCME) București, destinat liniei de montaj al mașinilor-unelte.

Deși, în mod obișnuit, organizarea liniilor de montaj de acest gen folosește cărucioare de transport antrenate cu lanț sau platforme speciale trase de locomotive, proiectantul a adoptat soluția cu transportor pășitor, care prezintă o serie de avantaje: reducerea greutății instalației cu circa 10—15% față de soluția cu cărucioare, simplificarea fluxului în hală prin eliminarea cursei de întoarcere a cărucioarelor, reducerea gabaritului și simplificarea instalațiilor mecanice, realizarea unei precizii ridicate în așezarea mașinilor pe locurile de lucru (pasul riguros constant) etc. Transportorul pășitor a fost conceput ca o grindă continuă instalată sub nivelul halei și rezemată simplu pe cinci reazeme formate din cîte o pereche de role.

Prin ridicare, grinda poate să desprindă strungurile așezate pe sol și apoi să execute deplasarea lor în locurile următoare de montaj. După această operație, grinda coboară, se desprinde de strungurile care rămîn pe sol și se întoarce (pe sub nivelul halei) în poziția inițială. Această soluție a adus, pe lîngă micșorarea greutății instalației, o manevră simplă și o așezare spațială precisă a strungurilor de-a lungul liniei de montaj. Soluția nu a fost lipsită totuși de greutăți constructive, datorită lungimii mari a grinzii (26 000 mm) precum și a pasului de montaj impus variabil (2 500 — — 3 000 mm).

Soluțiile alese conțin puține elemente mecanice, utilizîndu-se în general comenzi și acționări hidraulice simple din punct de vedere constructiv, robuste și sigure în exploatare.

Singurul element mecanic folosit este grupul cu cremalieră cu tobă și cabluri cu care se obține o multiplicare de 3/1 a cursei verinului de translație; în acest fel s-a putut obține un pas maxim de montaj de 3 000 mm folosind o lungime pentru verinul de translație de numai 1 000 mm.

Transportorul pășitor cuprinde 11 locuri de montaj pentru mașini-unelte mijlocii (strungul S3 400×1 000, de greutate 2,1 t) și numai nouă pentru mașini de maximum 4 t. El poate fi folosit în cazul mașinilor-unelte cu suprafața de reazem continuă mai mare de 1 700 mm și cu suprafața de reazem discontinuă avînd distanța liberă mai mică de 1 100 mm. Numărul locurilor de montaj și greutatea repartizată acestora vor trebui să fie considerate în limitele specificate.

Cele mai importante subansambluri ale transportorului pășitor sînt: platforma, mecanismul de ridicare, mecanismul de translație, instalația hidraulică și pupitrul de comandă.

Platforma pășitorului este o construcție metalică sudată lungă de 26 000 mm, fragmentată în trei tronsoane transportabile (9 500 + 7 000 + 9 500 mm) și formată din două grinzi principale I 24 distanțate la 1 200 mm. Pe marginile platformei sînt prevăzute de asemenea profiluri de U 14, distanțate la 1 700 mm.

Platforma este împărțită în 20 de panouri a cîte 1 300 mm prin traverse din U 14 care solidarizează grinzile marginale cu cele două grinzi longitudinale (fig. 1).

Tabela 1

Mișcarea	Felul acționării	Grup de acționare	Comenzi	Execuție
Ridicare-coborîre	Hidraulică	Electropompa	Distribuitor hidraulic	Motor hidraulic cu simplu efect
Înainte—înapoi	Hidraulică	Comun cu ridicarea	Distribuitor hidraulic	Motor hidraulic cu dublu efect. Grup cu cremalieră, tobă și cabluri

Pentru cele două mișcări ale transportorului „ridicare-coborîre” și „înainte-înapoi” s-au analizat mai multe soluții constructive din care s-au ales cele prezentate în tabela 1.

Pe fața inferioară a grinzilor principale sînt sudate șinele de rulare prin intermediul cărora platforma se reazemă pe zece role. Platforma a fost calculată ca o grindă simplu rezemată pe cinci reazeme duble, acționată de un convoi de nouă forțe concentrate, de cîte 4 t, distanțate la 2 900 mm una de alta; aceste forțe reprezintă încărcarea maximă dată de mașinile cele mai grele așezate pe linia de montaj.

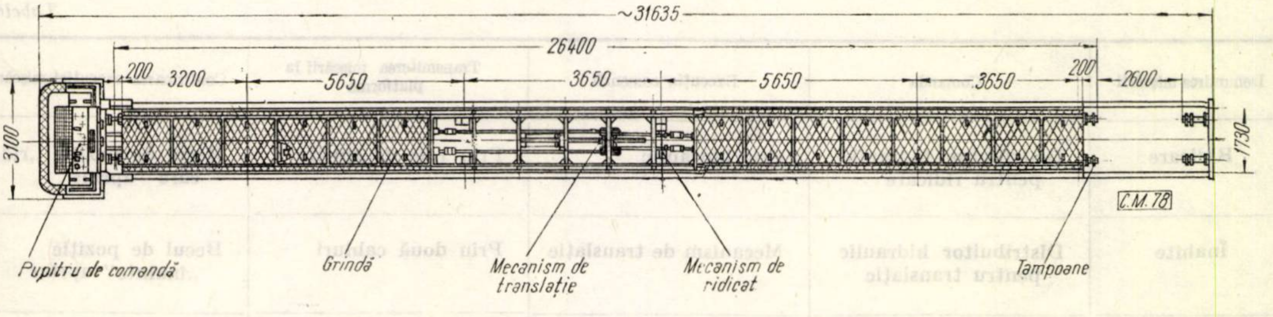


Fig. 1

Diagrama momentelor încovoietoare și a forțelor tăietoare are aspectul din figura 2, din care se poate vedea că momentul încovoietor al consolei de capăt dimensionează grinda, ca fiind cel mai mare. Se observă că după deplasarea platformei cu pasul maxim (3 000 mm), așezarea platformei pe cele cinci reazeme este simetrică cu poziția inițială — în oglindă față de mijlocul grinzii — ceea ce face ca diagrama

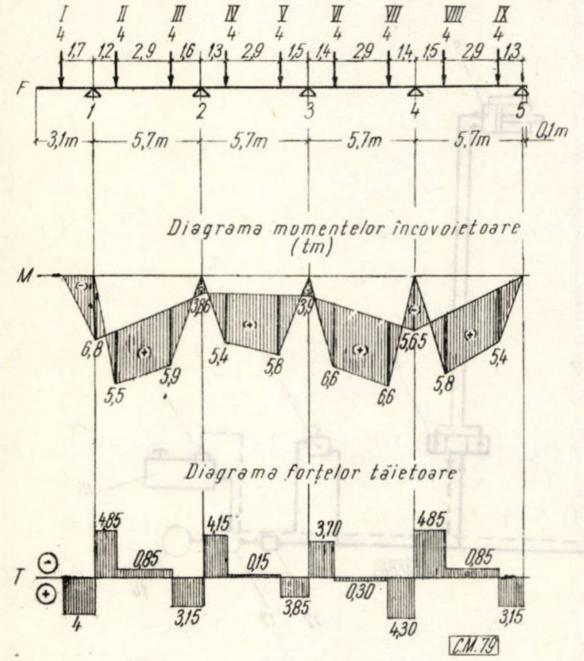


Fig. 2

momentelor încovoietoare și a forțelor tăietoare să-și păstreze maximele.

Considerînd în calcul numai grinzile principale (I 24) ale platformei, momentul de încovoiere maxim de 6,8 tm solicită efectiv grinzile cu $\sigma_{ef} = 960$ kgf/cm^2; săgeata maximă se află în vîrful consolei și are valoarea de 17 mm (s-a ținut seama și de greutatea proprie a platformei). Forța tăietoare maximă se află în reazemul *4*, are valoarea 9,1 tf și dimensionează mecanismul de ridicare.

Platforma pășitorului execută mișcările arătate în tabela 2.

Mișcarea platformei se face cu următoarele viteze:

— cursa de ridicare 0,13 m/min (70 mm în circa 35 s),

— cursa înainte-înapoi 3,1 m/min (3 000 mm în circa 1 min).

Pentru ridicarea platformei există în fiecare din cele cinci reazeme un grup de două cricuri hidraulice montate într-un cadru metalic. Cricurile hidraulice ridică fiecare cîte o talpă pe care este fixată rola de sprijin. În repaus, platforma pășitorului se reazemă pe cadrul metalic iar pentru ridicare tija cricului hidraulic ridică talpa împreună cu rola de sprijin. Cricul este format dintr-un verin hidraulic cu simplu efect cu diametrul de lucru de 200 mm și cursa maximă utilă 70 mm. S-a prevăzut ca platforma pășitorului să fie așezată la cota —10 mm față de cota ± 0 a halei.

La comanda de ridicare, tijele cricurilor hidraulice realizează o cursă în gol de 20 mm, apoi încep să ridice platforma pășitorului prin intermediul rolelor de sprijin. Înălțimea de ridicare este de 50 mm (de la — 10 mm la + + 40 mm).

Aceste valori pot fi modificate după nevoie, față de cota ± 0 a halei, în limita cursei maxime a pistonului de 70 mm.

Adaosurile care se pot introduce sub talpa sau sub cilindrul cricului pot să modifice atît lungimea cursei de ridicare cît și cota de așezare față de nivelul halei.

Cricul hidraulic este dimensionat pentru o forță maximă de ridicare de 7,5 tf.

Mecanismul de translație este compus dintr-un verin hidraulic cu dublu efect și un grup cu cremalieră cu tobă și cabluri. Verinul hidraulic are diametrul interior de 200 mm și cursa interioară utilă reglabilă pînă la 1 000 mm. Pentru reglajul cursei s-a prevăzut un limitator cu supapă montat în circuitul hidraulic al verinului.

Grupul cu cremalieră este un reductor cu cremalieră cu raport de multiplicare 3/1 față de cursa verinului, prevăzut cu două tobe de înfășurare pentru cele două cabluri care se fixează cu ambele capete de platforma pășitorului. Pistonul verinului și cremaliera sînt legate printr-o articulație dublă. Odată cu deplasarea pistonului, cremaliera rotește cele două tobe care, prin înfășurarea sau desfășurarea cablurilor, deplasează platforma pășitorului într-un sens sau în altul. Verinul de translație este calculat pentru o forță maximă de 6 tf, iar mecanismul cu cremalieră pentru un efort total util la cabluri de 1 400 kgf.

Tabela 2

Denumirea mișcării	Comanda	Execuția comenzii	Transmiterea mișcării la platformă	Confirmarea execuției mișcării
Ridicare	Distribuitor hidraulic pentru ridicare	Cric hidraulic	Prin role de sprijin	Becul de poziție „ridicare” aprins
Înainte	Distribuitor hidraulic pentru translație	Mecanism de translație	Prin două cabluri	Becul de poziție „înainte” aprins
Coborîre	Distribuitor hidraulic pentru ridicare	Cădere liberă	Cădere liberă a platformei	Becul de poziție „coborîre” aprins
Înapoi	Distribuitor hidraulic pentru translație	Mecanism de translație	Prin două cabluri	Becul de poziție „înapoi” aprins

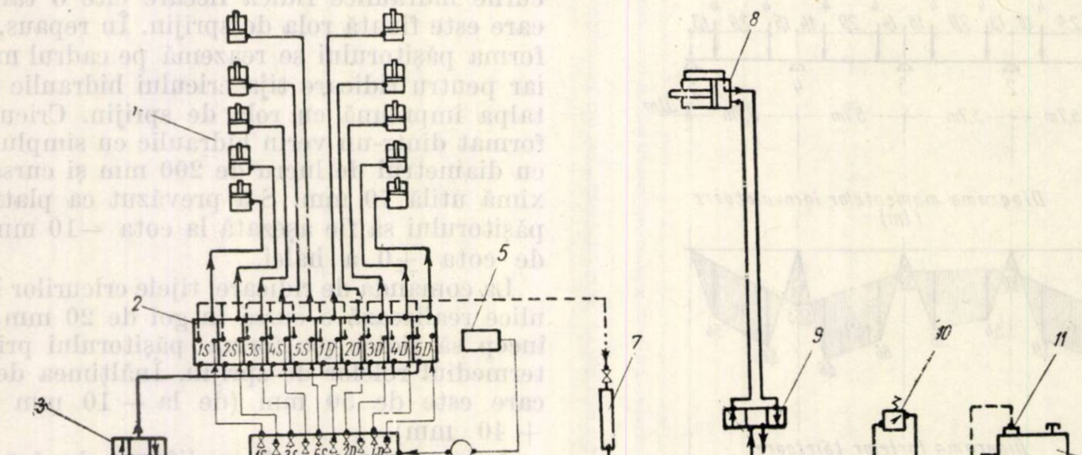


Fig. 3

Instalația hidraulică cuprinde un grup de antrenare, elemente de comandă (distribuitoare hidraulice), elemente de sincronizare (sincronizator, pompă de mînă), elemente de control și siguranță (nivelă de ulei, manometre, supapă de siguranță, ventil de reținere), rezervor de ulei și conducte (fig. 3 : *1*—cric hidraulic ; *2*—sincronizator ; *3*—distribuitor ; *4*—bloc colector ; *5*—rezervor cilindric ; *6*—pompă de mînă ; *7*—nivelă de ulei ; *8*—verin de translație ; *9*—distribuitor ; *10*—supapă de siguranță ; *11*—filtru magnetic ; *12*—ventil de reținere ; *13*—pompă ; *14*—electromotor ; *15*—rezervor de ulei).

Grupul de antrenare se compune dintr-un motor electric (2,8 kW, 1 000 rot/min) cuplat cu pompa cu roți dințate (FSPR1—I.C. Frumu-Sinaia).

Ca elemente de comandă s-au folosit două distribuitoare hidraulice pentru ridicare-coborîre și translație, cu două căi și cu cîte trei poziții : două poziții de lucru și una de repaus. Pentru ridicarea simultană a celor zece cricuri hidraulice încărcate diferit şi cu sarcina variabilă în timpul deplasării „înainte" s-a proiectat un sincronizator volumetric (fig. 4: *1* — compartiment de presiune; *2* — compartiment de refulare; *3* — perete; *4* — piston central; *5* — diafragmă).

ulice; trebuie să se acorde o deosebită atenţie umplerii la nivel a celor zece cricuri hidraulice, precum şi a compartimentelor corespunzătoare din sincronizator.

Deoarece în timpul funcţionării nivelul de ulei din cricurile hidraulice poate varia din cauza pierderilor accidentale, instalaţia este prevăzută cu un circuit de compensare compus dintr-o pompă de mînă de volum mic (1.5 cm³) şi un bloc colector cu ajutorul cărora se poate introduce ulei sub presiune — prin compartimentele corespunzătoare din sincronizator — în oricare dintre cele zece cricuri hidraulice.

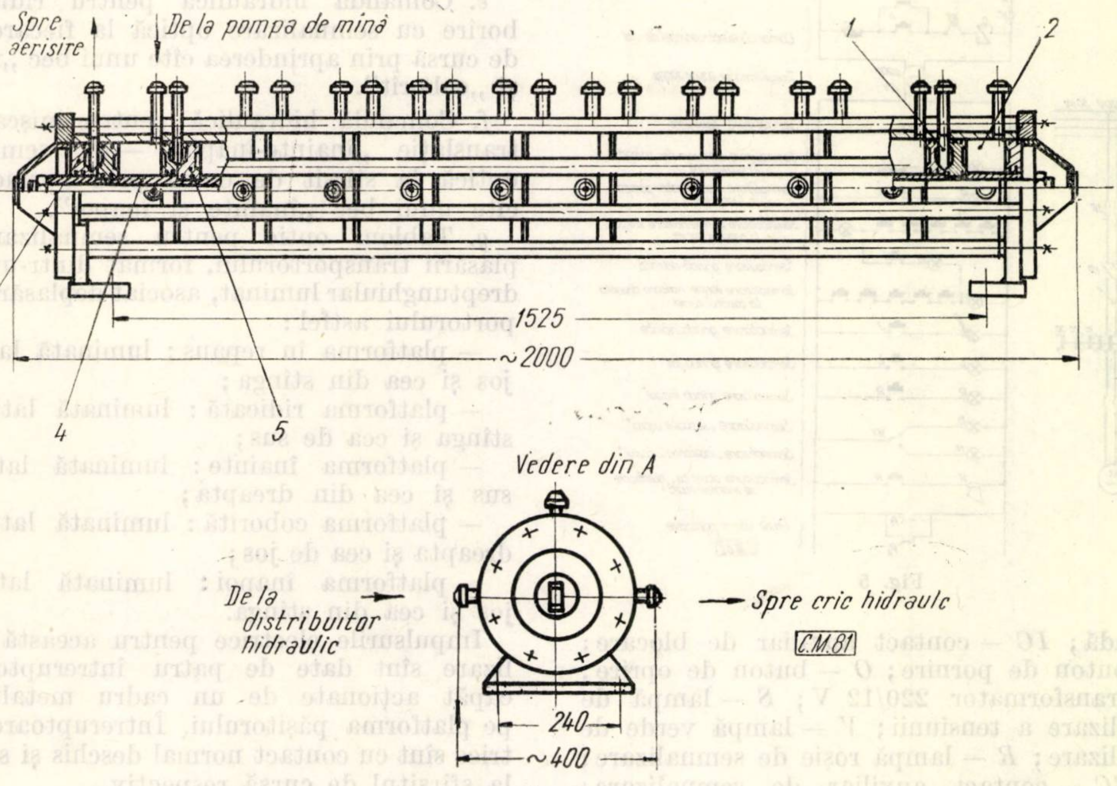


Fig. 4

Sincronizatorul se compune din zece camere etanşe şi egale (cîte una pentru fiecare cric hidraulic) prin care trece un piston central cu zece diafragme care despart fiecare cameră în cîte două compartimente etanşe. Compartimentele situate de aceeaşi parte a celor zece diafragme (compartimente de presiune) sînt legate printr-o conductă comună la distribuitorul hidraulic de ridicare-coborîre. Fiecare din cele zece compartimente din cealaltă parte a diafragmelor (compartiment de reglare) este în legătură cu cîte un cric hidraulic. La comanda de ridicare, distribuitorul introduce ulei în cele zece compartimente scurtcircuitate şi deplasează pistonul central care refulează acelaşi volum de ulei în toate cricurile hidraulice. La coborîre, platforma păşitorului apasă pe pistoanele cricurilor hidraulice care introduc ulei sub presiune în sincronizator; pistonul central se deplasează în sens invers şi uleiul din compartimentele situate în cealaltă parte a diafragmelor este evacuat prin distribuitor spre rezervorul de ulei. Pentru o ridicare corectă a platformei păşitorului este necesar să se menţină acelaşi nivel de ulei în toate cricurile hidra-

Construcţia, camerele sincronizatorului şi pistonul central sînt făcute din piese identice montate în tandem şi sînt strînse cu tiranţi. Această soluţie permite folosirea unui număr variabil de camere de comandă utilizînd un număr corespunzător de elemente.

Ca elemente de siguranţă şi control instalaţia este prevăzută cu o supapă de siguranţă cu reglaj între 25—35 kgf/cm², un ventil de reţinere, o nivelă de ulei şi două manometre de control, unul montat în circuitul de compensare pompă de mînă-colector şi altul în circuitul de alimentare.

Rezervorul de ulei are capacitarea de 150 l şi este prevăzut cu filtru magnetic.

Toate comenzile electrice, hidraulice şi semnalizările sînt centralizate într-un pupitru de comandă situat la unul dintre capetele transportorului păşitor (fig. 5 : SM — siguranţe de protecţie ale electromotorului de acţionare M ; C — contactor tripolar în aer ; RT — releu termic ; M — electromotorul pompei de ulei ; SC — siguranţă de protecţie a circuitului de

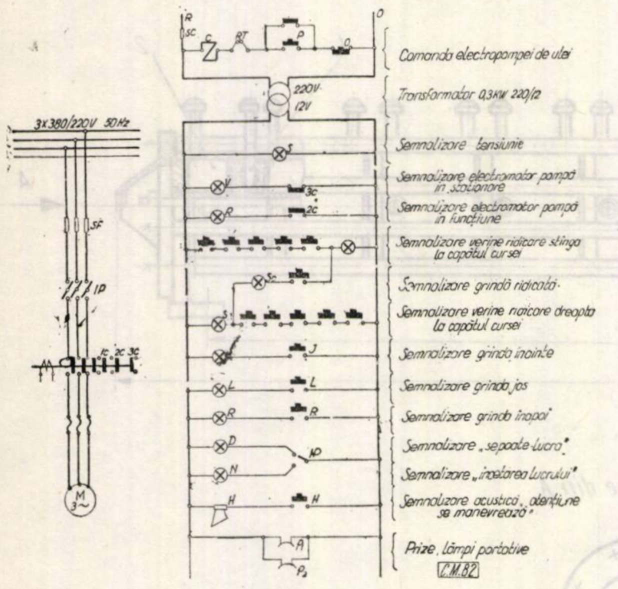

3x380/220V 50Hz
220V
12V
Comanda electropompei de ulei
Transformator 0,3KW 220/12
Semnalizare tensiune
Semnalizare electromotor pompă în staţionare
Semnalizare electromotor pompă în funcţiune
Semnalizare verine ridicare stînga la capătul cursei
Semnalizare grindă ridicată
Semnalizare verine ridicare dreapta la capătul cursei
Semnalizare grindă înainte
Semnalizare grindă jos
Semnalizare grindă înapoi
Semnalizare „se poate lucra"
Semnalizare „încetarea lucrului"
Semnalizare acustică „atenţiune se manevrează"
Prize, lămpi portative
C.M.82

Fig. 5

comandă ; IC — contact auxiliar de blocare ; P — buton de pornire ; O — buton de oprire ; T — transformator 220/12 V ; S — lampă de semnalizare a tensiunii ; V — lampă verde de semnalizare ; R — lampă roşie de semnalizare ; $2C$, $3C$ — contact auxiliar de semnalizare ; 11...15 — limitator de cursă pentru ridicare stînga ; Si — lampă de semnalizare pentru funcţionare verine ridicare stînga ; S_0 — limitator de cursă, respectiv lampă de semnalizare grindă ridicată ; $21...25$ —limitatoare de cursă verine ridicare dreapta ; S_2 — lampă de semnalizare pentru funcţionare verine dreapta ;D — limitator de cursă, respectiv lampă pentru semnalizare grindă înainte ; J— limitator de cursă, respectiv lampă pentru semnalizare grindă jos ; T —limitator de cursă, respectiv lampă pentru semnalizare grindă înainte ; L — lampă de semnalizare „se poate lucra" ; N — lampă de semnalizare „încetarea lucrului" ; IP — întreruptor pentru pachet monofilar ; H — semnalizator acustic ; $P1$, $P2$ — prize pentru lampă portativă). Acesta cuprinde următoarele comenzi :

a. Întreruptor general cu semnalizare (bec roşu) „sub tensiune".

b. Comenzile electropompei :

— pornire pompă cu semnalizare (bec roşu) „pompă pornită" ;

— oprire pompă cu semnalizare (bec verde) „pompă oprită".

c. Avertizare optică (întreruptor) pentru începutul şi sfîrşitul lucrului :

— bec verde la tablou şi lampă verde de semnalizare spre linia de montaj„ se poate lucra" ;

— bec roşu la tablou şi lampă roşie de semnalizare spre linia de montaj „încetaţi lucrul".

d. Avertizare acustică prin sonerie, pentru linia de montaj.

e. Comandă hidraulică pentru ridicare-coborîre cu semnalizare optică la fiecare sfîrşit de cursă prin aprinderea cîte unui bec „ridicat" şi „coborît".

f. Comandă hidraulică pentru mişcarea de translaţie „înainte-înapoi" — cu semnalizare optică la sfîrşit de cursă prin aprinderea a cîte unui bec „înainte şi înapoi".

g. Tabloul optic pentru semnalizarea deplasării transportorului, format dintr-un cadru dreptunghiular luminat, asociat deplasării transportorului astfel :

— platforma în repaus : luminată latura de jos şi cea din stînga ;

— platforma ridicată : luminată latura din stînga şi cea de sus ;

— platforma înainte : luminată latura de sus şi cea din dreapta ;

— platforma coborîtă : luminată latura din dreapta şi cea de jos ;

— platforma înapoi : luminată latura de jos şi cea din stînga.

Impulsurile electrice pentru această semnalizare sînt date de patru întreruptoare de capăt acţionate de un cadru metalic fixat pe platforma păşitorului. Întreruptoarele electrice sînt cu contact normal deschis şi se închid la sfîrşitul de cursă respectiv.

În afară de acestea, fiecare cric hidraulic, este prevăzut cu cîte un întreruptor de capăt (la ridicare) cu contact normal deschis ; impulsurile date de aceste întreruptoare la sfîrşit de cursă pentru ridicare sînt transmise atît cadrului dreptunghiular luminat cît şi la două lămpi de semnalizare a defectelor.

h. Semnalizarea defectelor de ridicare. Impulsurile întreruptoarelor de capăt montate pe cricurile hidraulice semnalizează în panoul de comandă prin cîte un bec aprins „ridicarea stîngă funcţionează" şi „ridicarea dreaptă funcţionează" — înţelegînd prin aceasta că cricurile hidraulice din cele două şiruri au ajuns toate la capătul cursei de ridicare (s-au ridicat la aceeaşi înălţime). Dacă unul dintre cricurile de ridicare nu funcţionează, atunci nici becul respectiv al şirului „ridicarea dreaptă sau stîngă funcţionează" nu se aprinde şi nici tabloul optic pentru semnalizarea deplasării (latura de sus) nu se luminează. În acest fel se poate şti care anume şir de cricuri nu funcţionează localizîndu-se defectul la unul din ele. Semnalizarea pentru şirurile de cricuri dreapta sau stînga este asociată direcţiei de observare a operatorului care priveşte de la pupitru de comandă spre transportor.

Semnalizările optice reprezintă răspunsul pentru sfîrşitul execuţiei comenzilor respective; din acel moment operatorul este avertizat că poate să dea o nouă comandă avînd siguranţa că aceasta nu se suprapune peste comanda anterioară.

Reglajul instalaţiei cuprinde reglajul ridicării, reglajul pasului şi al supapei de siguranţă.

Pentru o funcţionare corectă este necesar ca reglajul cursei de ridicare să se execute în mod separat pentru partea hidraulică (cursa cricului hidraulic) şi pentru cea electrică (cursa întreruptorului electric de capăt). În ceea ce priveşte cursa de ridicare — s-a socotit că este suficientă pentru desprinderea strungurilor de pe sol o ridicare de la —10 mm la + 40 mm faţă de cota ± 0 a halei. În cazul în care aceste valori sînt nesatisfăcătoare se modifică după cerinţe în limitele constructive ale mecanismului de ridicare. Reglajul electric al ridicării comportă aranjarea întreruptoarelor de capăt situate pe cricurile hidraulice şi pe suportul cu limitatori (al platformei) astfel încît impulsurile acestora să coincidă cu limitele de ridicare obţinute prin reglajul hidraulic.

Reglajul pasului este oarecum mai complicat deoarece cuprinde un reglaj hidraulic al cursei verinului de translaţie, un reglaj electric pentru sfîrşitul de cursă al întreruptorului de capăt (pentru translaţie) şi un reglaj mecanic de tampoane între platforma păşitorului şi tampoanele fixate la capetele gropii. La efectuarea reglajului cursei verinului de translaţie se ţine seama că deplasările sînt multiplicate cu trei prin lanţul cinematic al mecanismului de translaţie.

Este indicat ca reglarea cursei pistonului să se facă din aproape în aproape pornind de la valori mici ale pasului; în acest fel se pot elimina solicitări suplimentare accidentale în cabluri şi în angrenajul cremalierei.

Reglajul mecanic al pasului corespunde cu limitarea corectă a acestuia prin alegerea convenabilă a lungimii tampoanelor fixate în groapă la sfîrşitul cursei de translaţie. Reglajul pasului cere în general multă atenţie operatorului; succesiunea în timp a finelor de cursă la translaţie este indicată a fi următoarea : sfîrşit de cursă hidraulică (verin de translaţie), electrică întreruptor de capăt) şi mecanică (tampoane).

Reglajul supapei de siguranţă se face prin încercări, prin comprimarea sau destinderea resortului supapei, în raport cu presiunea stabilită în circuitul de alimentare. Se recomandă o presiune de trecere de 25 kgf/cm^2, presiune care va trebui să fie indicată de manometrul din circuitul pompei hidraulice.

În ceea ce priveşte protecţia muncii, proiectul elaborat de ITCME cuprinde o serie de măsuri constructive speciale :

— semnalizare optică şi acustică la linia de montaj pentru fiecare început şi sfîrşit de lucru cu transportorul;

— semnalizare optică de răspuns pentru fiecare sfîrşit de execuţie a comenzilor, astfel încît operatorul este avertizat cînd poate să dea o nouă comandă;

— vitezele de deplasare ale platformei păşitorului au fost alese astfel încît este puţin probabil să poată fi surprins vreun muncitor aflat întîmplător pe linia de montaj (ridicarea se execută în circa 35 s, iar translaţia în circa 60 s);

— porţiunea din groapă descoperită prin deplasarea platformei păşitorului la comanda „înainte" a fost acoperită cu tablă striată;

— toate conductele hidraulice şi electrice sînt situate sub nivelul halei fiind montate sub platforma păşitorului;

— în plus faţă de acestea, sînt prevăzute instrucţiuni cu privire la manevrarea instalaţiei care trebuie efectuată numai de o singură persoană — autorizată de conducerea uzinei — şi care va păstra sub cheie pupitrul de comandă.

Un calcul economic — comparativ cu alte instalaţii similare existente în ţară—nu se poate face din lipsa acestora dar se pot prezenta în schimb cîteva date ţinînd seamă de procesul de montaj actual.

Dacă se consideră că deplasarea unei maşini pe linia de montaj se poate face cu macaraua în circa 4 min, constînd din prinderea, deplasarea şi instalarea maşinii pe locul următor de montaj, oricare loc de lucru nu poate fi folosit decît după 8 min (plecarea unei maşini în 4 min şi instalarea alteia tot în 4 min). Deplasarea maşinilor cu ajutorul transportorului păşitor proiectat de ITCME se execută pentru toate locurile de lucru de pe linia de montaj în circa 3 min, astfel că rezultă o economie de 5 min pentru fiecare loc de montaj. Considerînd o valoare medie a fiecărui tact de lucru de 90 min, rezultă o mărire a productivităţii muncii pentru linia de montaj cu 5,5%.

Sporirea productivităţii muncii cu 5,5% la o producţie anuală de 3 000 maşini/an aduce o depăşire a planului anual de producţie cu 165 de maşini.

În afară de aceasta, se mai pot scoate în evidenţă şi cîteva aspecte ale îmbunătăţirii procesului de montaj şi anume :

— Îmbunătăţirea factorului psihologic rezultat din eliminarea neatenţiei, a enervării şi a zgomotului existent deasupra liniei de montaj în cazul deservirii cu macaraua halei care îşi prelungeşte manevrele pînă la jumătatea tactului de montaj (10 maşini × 4 min = 40 min).

— Eliberarea macaralei cel puţin 1/2 schimb, timp care poate fi folosit pentru îmbunătăţirea deservirii în alte compartimente ale halei.

— Obţinerea unei precizii în deplasarea şi aşezarea maşinilor pe linia de montaj prin introducerea unui pas egal şi uniform.

— Introducerea unui ritm de lucru atît în atelierele prelucrătoare, în cele de montaj cît şi în cele de finisare a produsului — toate fiind nevoite să răspundă cu regularitate cerinţelor liniei de montaj. Folosirea liniei de montaj organizată pe tacte de lucru va imprima o specializare a anumitor locuri de muncă, va dezvolta un proces tehnologic din ce în ce mai îmbunătăţit, va influenţa favorabil calitatea produsului şi va determina noi scăderi ale preţului de cost.

CZ 629.113–752 : 621.825.6

Autovibraţii determinate de transmisia cardanică a automobilului

Ing. FLORIN DUDIŢĂ
Institutul politehnic – Braşov

Vibraţiile torsionale determinate în transmisia automobilului (motor, cutie de viteze, transmisia cardanică, transmisia principală, axe planetare, roţi, arcuri) sînt studiate în momentul de faţă teoretic şi experimental în scopul înlăturării zgomotului şi uzurii, al evitării regimurilor de rezonanţă şi al reducerii solicitărilor dinamice. Astfel, s-a cercetat amănunţit influenţa asupra vibraţiilor torsionale ale transmisiei automobilului a componentelor armonice ale momentului motor, a patinării roţilor motoare şi a discurilor ambreiajului — care pot genera vibraţii în transmisie —, a turbotransmisiilor, a amortizoarelor montate în ambreiaje şi a elementelor şi cuplajelor elastice montate în transmisie.

S-a studiat deci influenţa asupra vibraţiilor torsionale din transmisia automobilului a motorului şi ambreiajului, a roţilor şi arcurilor, a axelor planetare şi, mai puţin, a transmisiei cardanice. Cercetînd, experimental, vibraţiile transmisiei automobilului GAZ-63, A. Tarasov a constatat că vibraţiile torsionale de pulsaţie 2ω pot fi înlăturate prin modificarea schemei cinematice a transmisiei cardanice. S-a stabilit astfel, experimental, că transmisia cardanică poate fi o cauză de vibraţii torsionale. În lucrările anterioare ale autorului, adoptîndu-se ipoteza solidului nedeformabil, au fost studiate amănunţit condiţiile de homocineticitate (sincronism) ale transmisiilor cardanice.

În această lucrare, considerînd factorii tehnologici — abateri dimensionale de montare — şi modificările parametrilor cinematici în timpul mişcării automobilului, se va demonstra teoretic şi verifica experimental că *transmisia cardanică poate deveni un sistem autovibrant* — sistem capabil să genereze vibraţii întreţinute în lipsa forţelor periodice exterioare în care sînt posibile autorezonanţele, rezonanţe cauzate de forţe periodice determinate de însăşi mişcarea sistemului.

Cunoaşterea aprofundată a fenomenului de autovibraţii şi autorezonanţe în transmisia automobilului înseamnă posibilităţi de înlăturare sau de evitare — în unele cazuri de folosire — a lor.

1. *Cazuri de transmisii cardanice nehomocinetice*

Transmisia policardanică se numeşte homocinetică (sincronă) dacă legile deplasărilor unghiulare ale axului iniţial $\varphi_0(t)$ şi final $\varphi_n(t)$ sînt identice:

$$\varphi_0(t) \equiv \varphi_n(t). \tag{1}$$

Atunci cînd transmisia cardanică leagă mase (volanţi), în lipsa forţelor periodice exterioare, vibraţiile torsionale întreţinute apar dacă $\varphi_0(t) \not\equiv \varphi_n(t)$ (transmisie nehomocinetică).

În pratică, din cauza abaterilor dimensionale, a montajului incorect, a schemei cinematice neadecvate, a specificului în funcţionare (variabilitatea unghiurilor dintre axe α — fig. 1*a*, fig. 2*a*), transmisia cardanică a automobilului nu poate fi strict homocinetică. Intensitatea vibraţiilor torsionale care apar în funcţionare depinde de mărimea abaterilor menţionate.

Adoptînd ipoteza solidului nedeformabil, în continuare se vor analiza cazurile principale ale transmisiei cardanice asincrone — $\varphi_0(t) \not\equiv \varphi_n(t)$ —, subliniindu-se totodată cauzele.

Transmisia bicardanică. La această transmisie se pot întîlni următoarele cazuri:

a. Axele transmisiei cardanice sînt coplanare, furcile axului intermediar de asemenea (fig. 1*a*):

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_0 \cdot \frac{\cos \alpha_{01}}{\cos \alpha_{12}}. \tag{2}$$

Inegalitatea unghiurilor între axe (α_{01} şi α_{12}) atrage după sine nehomocineticitatea transmisiei — $\varphi_0(t) \not\equiv \varphi_n(t)$.

Mărimea unghiurilor α_{01} şi α_{12} este influenţată de montarea blocului motor, a punţii motoare (fig. 1*a*, 2*a*) şi de deformarea arcurilor punţii motoare în timpul transmiterii cuplului motor ($\Delta\alpha$, în fig. 1, *b*).

Astfel, în ipoteza solidului rigid :

$$\operatorname{tg}(\varphi_2-\varphi_0)_{min}^{max}=\pm\frac{1}{2}\,\frac{\cos\alpha_{01}-\cos\alpha_{12}}{\sqrt{\cos\alpha_{01}\cos\alpha_{12}}}. \qquad (3)$$

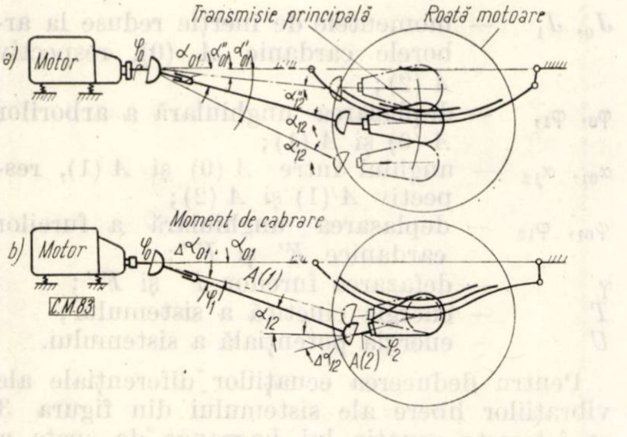


Fig. 1

b. Axele transmisiei sînt coplanare, furcile axului intermediar sînt defazate ($\gamma\neq0$), unghiurile între axe egale ($\alpha_{01}=\alpha_{12}=\alpha$, fig. 1*a*) :

$$\operatorname{tg}\varphi_2=\frac{\operatorname{tg}\varphi_0\cos\alpha\,(1+\operatorname{tg}^2\gamma)}{\cos\alpha-\operatorname{tg}\varphi_0\operatorname{tg}\gamma\sin^2\alpha+\operatorname{tg}^2\gamma\cos^3\alpha}. \qquad (4)$$

Un asemenea caz este posibil dacă furcile axului intermediar sînt montate incorect (îmbinare prin caneluri) sau dacă deformaţia unghiulară a axului intermediar este mare.

c. Furcile axului intermediar sînt coplanare, unghiurile între axe egale ($\alpha_{01}=\alpha_{12}$), însă axele nu se găsesc în acelaşi plan ($\beta\neq0$), aspect determinat de erori de montaj al motorului, al transmisiei principale şi al palierului intermediar (fig. 1*a*, 2*a*) :

$$\operatorname{tg}\varphi_2=\frac{\operatorname{tg}\varphi_0\cos\alpha\,(1+\operatorname{tg}^2\beta)}{\cos\alpha-\operatorname{tg}\varphi_0\operatorname{tg}\beta\sin^2\alpha+\operatorname{tg}^2\beta\cos^3\alpha}, \qquad (5)$$

unde β este unghiul format de planul axelor *A*(0) şi *A*(1) cu planul axelor *A*(1) şi *A* (2).

d). Cazul general : axe necoplanare ($\beta\neq0$), furcile axului intermediar defazate ($\gamma\neq0$), unghiurile între axe inegale ($\alpha_{01}\neq\alpha_{12}$) :

$$\operatorname{tg}\varphi_2=$$
$$=\frac{\operatorname{tg}\varphi_0\cos\alpha_{12}\,[1+\operatorname{tg}^2(\gamma-\beta)]}{\cos\alpha_{01}-\operatorname{tg}\varphi_0\operatorname{tg}(\gamma-\beta)\sin^2\alpha-\cos\alpha_{01}\cos^2\alpha_{12}\operatorname{tg}^2(\gamma-\beta)}. \qquad (6)$$

Toate cazurile discutate sînt cuprinse în relaţiile generale între deplasările unghiulare ale transmisiei bicardanice :

$$\begin{aligned}&\operatorname{tg}\varphi_1\cos\alpha_{01}=\operatorname{tg}\varphi_0\\&\operatorname{tg}(\varphi_2+\bar{\varphi}_2)=\operatorname{tg}(\varphi_1+\gamma_1-\beta_{012})\cos\alpha_{12}\\&\operatorname{tg}\bar{\varphi}_2=\operatorname{tg}(\gamma_1-\beta_{012})\cos\alpha_{12}\end{aligned} \qquad (7)$$

Transmisia tricardanică. Sînt posibile două scheme cinematice homocinetice :

a. Articulaţii cardanice nedefazate ($\gamma_1-\beta_{012}=\gamma_2-\beta_{123}=0$, fig. 2 *a*) :

$$\operatorname{tg}\varphi_3=\frac{\cos\alpha_{12}}{\cos\alpha_{01}\cos\alpha_{23}}\operatorname{tg}\varphi_0. \qquad (8)$$

b. Articulaţii cardanice ortodefazate ($\gamma_1-\beta_{012}=\frac{\pi}{2}$; $\gamma_2-\beta_{123}=0$, fig. 2*c*) :

$$\operatorname{tg}\varphi_3=\frac{\cos\alpha_{23}}{\cos\alpha_{01}\cos\alpha_{12}}\operatorname{tg}\varphi_0 \qquad (9)$$

γ_i fiind unghiul între furcile axului, iar $\beta_{i-1,i,i+1}$, unghiul între planul axelor $A_{(i-1)}$ şi $A_{(i)}$ şi planul axelor $A_{(i)}$ şi $A_{(i+1)}$.

Mărimea unghiurilor α_{01}, α_{12}, α_{23} este funcţie de poziţia relativă a motorului, a palierului intermediar şi a punţii motoare (fig. 2*a*). Unghiurile α_{12} şi α_{23} sînt variabile în timpul mişcării automobilului (unghiuri dinamice) (fig. 1*a*, 2*a*). Deformaţia arcurilor punţii motoare în timpul transmisiei cuplului motor (fig. 1, *b*) influenţează, de asemenea, mărimea unghiurilor α_{12} şi α_{23}. Din cauza acestor factori, transmisia tricardanică a automobilului *nu poate fi strict homocinetică*. În acest caz, problema se reduce la proiectarea schemelor cinematice de tipul celor reprezentate (fig. 2*b* şi fig. 2*c*), care să aibă abateri minime în timpul funcţionării.

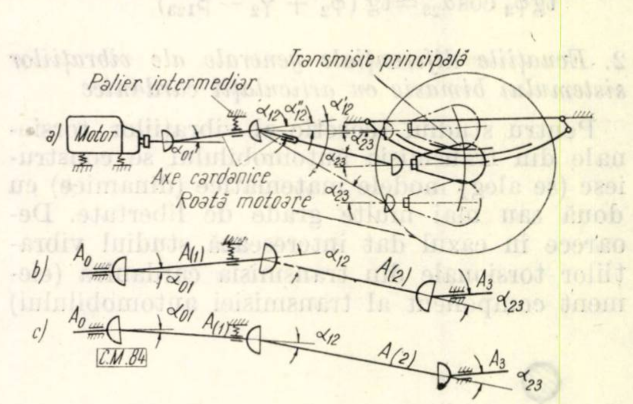


Fig. 2

c. Unghiurile α sînt corect proiectate, există abateri mici la montarea schemei din figura 2*b*, ($\gamma_1-\beta_{012}=\gamma_2-\beta_{123}=\delta$).

Relaţiile între deplasările unghiulare φ rezultă din egalităţile :

$$\begin{aligned}&\operatorname{tg}\varphi_1\cos\alpha_{01}=\operatorname{tg}\varphi_0\\&\operatorname{tg}(\varphi_2+\bar{\varphi}_2)=\operatorname{tg}(\varphi_1+\delta)\cos\alpha_{12}\\&\operatorname{tg}\bar{\varphi}_2=\operatorname{tg}\delta\cos\alpha_{12}\\&\operatorname{tg}(\varphi_3+\bar{\varphi}_3)\cos\alpha_{23}=\operatorname{tg}(\varphi_2+\bar{\varphi}_2+\delta)\\&\operatorname{tg}\bar{\varphi}_3\cos\alpha_{23}=\operatorname{tg}(\bar{\varphi}_2+\delta)\end{aligned} \qquad (10)$$

d. Unghiurile α sînt corect proiectate, însă există abateri la montarea schemei din figura 2*c* :

$$\gamma_1 - \beta_{012} - \frac{\pi}{2} = \gamma_2 - \beta_{123} = \delta\left(\gamma_1 < \frac{\pi}{2}\right).$$

Relațiile între deplasările unghiulare se găsesc din șirul de egalități :

$$\begin{aligned}
&\operatorname{tg}\varphi_1 \cos\alpha_{01} = \operatorname{tg}\varphi_0\\
&\operatorname{tg}(\varphi_2 + \bar{\varphi}_2) = \operatorname{tg}\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{2} + \delta\right)\cos\alpha_{12}\\
&\operatorname{tg}\bar{\varphi}_2 = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \delta\right)\cos\alpha_{12}\\
&\operatorname{tg}(\varphi_3 + \bar{\varphi}_3)\cos\alpha_{23} = \operatorname{tg}(\varphi_2 + \bar{\varphi}_2 + \delta)\\
&\operatorname{tg}\bar{\varphi}_3 \cos\alpha_{23} = \operatorname{tg}(\bar{\varphi}_2 + \delta)
\end{aligned} \tag{11}$$

Celelalte cazuri particulare sînt cuprinse în relațiile generale între deplasările unghiulare ale transmisiei tricardanice :

$$\begin{aligned}
&\operatorname{tg}\varphi_1 \cos\alpha_{01} = \operatorname{tg}\varphi_0\\
&\operatorname{tg}(\varphi_2 + \bar{\varphi}_2) = \operatorname{tg}(\varphi_1 + \gamma_1 - \beta_{012})\cos\alpha_{12}\\
&\operatorname{tg}\bar{\varphi}_2 = \operatorname{tg}(\gamma_1 - \beta_{012})\cos\alpha_{12}\\
&\operatorname{tg}(\varphi_3 + \bar{\varphi}_3)\cos\alpha_{23} = \operatorname{tg}(\varphi_2 + \bar{\varphi}_2 + \gamma_2 - \beta_{123})\\
&\operatorname{tg}\bar{\varphi}_3 \cos\alpha_{23} = \operatorname{tg}(\bar{\varphi}_2 + \gamma_2 - \beta_{123})
\end{aligned} \tag{12}$$

2. *Ecuațiile diferențiale generale ale vibrațiilor sistemului bimasic cu articulații cardanice*

Pentru studiul teoretic al vibrațiilor torsionale din transmisia automobilului se construiesc (se aleg) modele matematice (dinamice) cu două sau mai multe grade de libertate. Deoarece în cazul dat interesează studiul vibrațiilor torsionale din transmisia cardanică (element component al transmisiei automobilului) se alege un model matematic cu două grade de libertate, reducîndu-se toate masele (arbore cotit, roți dințate, roți motoare, caroserie) la transmisia cardanică.

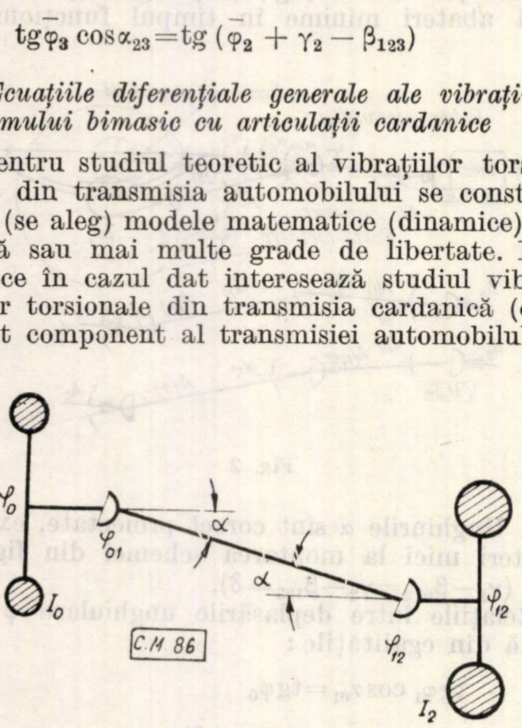


Fig. 3

Pentru că transmisia policardanică nu introduce calitativ nimic nou în model, pentru simplificare se studiază vibrațiile transmisiei bicardanice pe modelul reprezentat în figura 3. S-a notat cu :

J_0, J_1 — momentele de inerție reduse la arborele cardanic A (0), respectiv A (2);
φ_0, φ_1, — deplasarea unghiulară a arborilor A (0) și A (1);
α_{01}, α_{12} — unghiul între A (0) și A (1), respectiv A (1) și A (2);
φ_{01}, φ_{12} — deplasarea unghiulară a furcilor cardanice F' și F'';
γ — defazarea furcilor F' și F'';
T — energia cinetică a sistemului;
U — energia potențială a sistemului.

Pentru deducerea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor libere ale sistemului din figura 3 se folosește ecuația lui Lagrange de speța a doua :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial T}{\partial q_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = 0\,;\ i = 1, 2, \ldots s, \tag{13}$$

q_i fiind coordonată generalizată.

Astfel, pentru cazul studiat :

$$\begin{aligned}
2T &= J_0\dot{\varphi}_0^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2,\\
2U &= C(\varphi_{12} - \varphi_{01})^2,
\end{aligned} \tag{14}$$

unde C este rigiditatea de torsiune a arborelui intermediar.

Alegînd drept coordonate generalizate φ_0 și φ_2, ecuațiile lui Lagrange (13), pentru sistemul dat, devin :

$$\begin{cases}
J_0\ddot{\varphi}_0 - \mathrm{C}(\varphi_{12} - \varphi_{01})\dfrac{\partial\varphi_{01}}{\partial\varphi_0} = 0\\[2ex]
J_2\ddot{\varphi}_2 + \mathrm{C}(\varphi_{12} - \varphi_{01})\dfrac{\partial\varphi_{12}}{\partial\varphi_2} = 0
\end{cases} \tag{15}$$

întrucît $\dfrac{\partial\varphi_{01}}{\partial\varphi_2} = \dfrac{\partial\varphi_{12}}{\partial\varphi_0} = 0.$

Observații

a. Prin înmulțirea primei ecuații (15) cu $\dot{\varphi}_0$ și a ecuației a doua cu $\dot{\varphi}_2$ și prin adunare se obține :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(J_0\dot{\varphi}_0^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2) + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\mathrm{C}(\varphi_{12} - \varphi_{01})^2 = 0, \tag{16}$$

adică $E + U = \text{const.}$

Sistemul este deci conservativ.

b. În cazul general, sistemul de ecuații (15) este neliniar.

În cazul particular $\alpha_{01} = \alpha_{12} = 0$ deci $\varphi_0 = \varphi_{01}$ şi $\varphi_{12} = \varphi_2$, sistemul (15) devine cunoscutul sistem liniar (fig. 5):

$$\begin{aligned} J_0\,\ddot{\varphi}_0 - C\,(\varphi_2 - \varphi_0) &= 0 \\ J_2\,\ddot{\varphi}_2 + C\,(\varphi_2 - \varphi_0) &= 0 \end{aligned} \tag{17}$$

c. În cazul sistemului liniar cu mai multe grade de libertate, prin adunarea ecuaţiilor de forma (13) se obţine $\sum_{i=1}^{s} J_i \ddot{\varphi}_i = 0$, adică $\sum_{i=1}^{s} J_i \dot{\varphi}_i = \text{const.}$ În cazul sistemului neliniar studiat se observă că:

$$J_0\,\dot{\varphi}_0 + J_2\,\dot{\varphi}_2 = \mathrm{f}\,(t) \tag{18}$$

3. *Aplicaţie*

Studiul schemelor nehomocinetice (cazuri posibile în practică) a fost făcut în ipoteza solidului nedeformabil. Pentru studiul vibraţiilor s-a avut în vedere ipoteza solidului real, deformabil. Deplasările unghiulare ale furcilor axului intermediar A (1) vor diferi (fig. 3):

$$\varphi_{12}\,(t) - \varphi_{01}\,(t) = \eta\,(t) = \eta\,(t + T_0) \tag{19}$$

la fel şi deplasările unghiulare ale volanţilor:

$$\varphi_2\,(t) - \varphi_0\,(t) = \psi\,(t) = \psi\,(t + T) \tag{20}$$

În această ipoteză relaţiile generale (7) devin:

$$\begin{aligned} &\mathrm{tg}\varphi_{01} \cos\alpha_{01} = \mathrm{tg}\varphi_0 \\ &\mathrm{tg}(\varphi_2 + \bar{\varphi}_2) = \mathrm{tg}\,(\varphi_{12} + \gamma_1 - \beta_{012}) \cos\alpha_{12} \\ &\mathrm{tg}\bar{\varphi}_2 = \mathrm{tg}\,(\gamma_1 - \beta_{012}) \cos\alpha_{12} \end{aligned} \tag{21}$$

Dintre schemele nehomocinetice posibile ale transmisiei bicardanice (2), (4), (5), (6), (7), studiate în ipoteza solidului rigid, se va alege, pentru studiul cantitativ al vibraţiilor torsionale, aceea cu gradul de nehomocineticitate maxim — aceea pentru care valorile extreme ale diferenţei $(\varphi_2 - \varphi_0)$ vor fi maxime — deoarece, din punct de vedere calitativ, toate schemele nehomocinetice sînt echivalente.

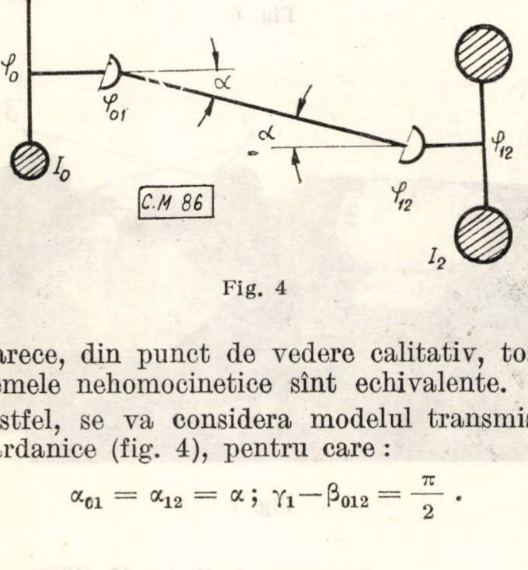


Fig. 4

Astfel, se va considera modelul transmisiei bicardanice (fig. 4), pentru care:

$$\alpha_{01} = \alpha_{12} = \alpha\,;\ \gamma_1 - \beta_{012} = \frac{\pi}{2}\,.$$

Conform relaţiilor (21) se obţine:

$$\begin{aligned} \mathrm{tg}\varphi_{01} &= \frac{1}{\cos\alpha}\,\mathrm{tg}\varphi_0 \\ \mathrm{tg}\varphi_{12} &= \cos\alpha\,\mathrm{tg}\varphi_2 \end{aligned} \tag{22}$$

Pentru valori mici, $\cos\alpha = 1 - \frac{\alpha^2}{2} = 1 - \varepsilon$.

Înlocuind în (22), rezultă:

$$\begin{aligned} \mathrm{tg}\varphi_{01} &= (1 + \varepsilon)\,\mathrm{tg}\varphi_0 \\ \mathrm{tg}\varphi_{12} &= (1 - \varepsilon)\,\mathrm{tg}\varphi_2 \end{aligned} \tag{23}$$

Deoarece sistemul neliniar de ecuaţii diferenţiale (15) nu poate fi rezolvat decît aproximativ, în prima aproximaţie se vor neglija termenii care conţin ε^2, $\varepsilon\eta$, $\varepsilon\psi$, η^2, ψ^2 (η şi ψ sînt de ordinul ε). Ştiind că $\mathrm{tg}\ \varphi_2 \cos^2\alpha = \mathrm{tg}\ \varphi_0$ (22), după calcule algebrice rezultă:

$$\varphi_{12} - \varphi_{01} = \varphi_2 - \varphi_0 - \varepsilon \sin 2\varphi_0\,,$$

adică:

$$\eta = \psi - \varepsilon \sin 2\varphi_0 \tag{24}$$

şi

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varphi_{01}}{\partial \varphi_0} &= 1 + \varepsilon \cos 2\ \varphi_0 \\ \frac{\partial \varphi_{12}}{\partial \varphi_2} &= 1 - \varepsilon \cos 2\ \varphi_0 \end{aligned} \tag{25}$$

Înlocuind (24), (25) în sistemul neliniar (15) şi neglijînd termenii care conţin $\varepsilon\psi$ se obţine sistemul liniar:

$$\begin{cases} J_0\,\ddot{\varphi}_0 - C\,(\varphi_2 - \varphi_0) + C\,\varepsilon \sin 2\varphi_0 = 0 \\ J_2\,\ddot{\varphi}_2 + C\,(\varphi_2 - \varphi_0) - C\,\varepsilon \sin 2\varphi_0 = 0 \end{cases} \tag{26}$$

Din adunarea ecuaţiilor rezultă:

$$\ddot{\varphi}_0 + \ddot{\varphi}_2 = 0.$$

Integrînd şi alegînd constantele de integrare se obţine:

$$\varphi_0 + \varphi_2 = 2\,\omega t. \tag{27}$$

Dar $\varphi_2 - \varphi_0 = \psi$, deci:

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= \omega t - \frac{\psi}{2} \\ \varphi_2 &= \omega t + \frac{\psi}{2} \end{aligned} \tag{28}$$

Scăzînd ecuaţiile (26), după ce s-a împărţit prima cu J_0 şi a doua cu J_2, rezultă:

$$\begin{aligned} &\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_0 + C\left(\frac{1}{J_0} + \frac{1}{J_2}\right)(\varphi_2 - \varphi_0) - \\ &- \varepsilon C\left(\frac{1}{J_0} + \frac{1}{J_2}\right) \sin 2\varphi_0 = 0. \end{aligned} \tag{29}$$

Notînd :

$$C\left(\frac{1}{J_0}+\frac{1}{J_2}\right)=p^2 \qquad (30)$$

şi înlocuind pe φ_0 din (28) prin neglijarea termenilor care conţin $\varepsilon\dot{\psi}$ rezultă :

$$\ddot{\psi}+p^2\psi=\varepsilon p^2\sin 2\,\omega t. \qquad (31)$$

Ecuaţia (31) seamănă cu ecuaţia vibraţiilor forţate ale sistemului reprezentat în figura 5 :

$$\ddot{\psi}+p^2\,\psi=M\sin\Omega\,t\,. \qquad (32)$$

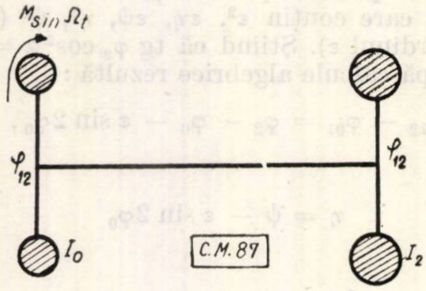


Fig. 5

Spre deosebire de membrul doi al ecuaţiei (32) care nu depinde de sistemul vibrant, factorul care întreţine mişcarea în sistemul descris de ecuaţia (31) depinde de sistem : intensitatea lui este funcţie de caracteristicile fizice (p^2), de gradul de nehomocineticitate a schemei (ε) şi de pulsaţie (2ω). Pentru $\varepsilon = 0$, ecuaţia (31) devine ecuaţia (32) fără membrul doi, adică ceea ce rezultă din (17).

Vibraţiile întreţinute nu de factori exteriori (32), ci de factori care depind de sistemul vibrant (31) — factori interiori — se numesc autovibraţii.

În sistemele autovibrante sînt posibile autorezonanţe (analoge cu rezonanţele în sistemele liniare).

Autovibraţiile sînt posibile numai în sistemele neliniare.

Trebuie menţionat că noţiunea de autovibraţie şi autorezonanţă a fost introdusă în teoria vibraţiilor de savantul sovietic A. A. Andronov şi popularizată de A. A. Harkevici în excelenta sa monografie.

4. *Verificare experimentală*

Verificarea experimentală a concluziilor care decurg din ecuaţia aproximativă (31) a fost executată cu ajutorul modelului fizic (fig. 7), realizat după modelul matematic din figura 6 (1 — cuplaj elastic ; 2 — articulaţii cardanice ; 3 — volanţi ; 4 — epruvetă).

S-au păstrat notaţiile din figura 3 şi, în plus, s-a notat cu :

J_m este momentul de inerţie a motorului electric ;

C_m — rigiditatea cuplajului elastic care leagă motorul de sistem ;

φ_m — deplasarea unghiulară a rotorului motorului.

Procedînd ca mai sus, prin aplicarea ecuaţiei lui Lagrange (13) pentru modelul reprezentat în figura 6 se obţine sistemul de ecuaţii diferenţiale :

$$\begin{cases} J_m\ddot{\varphi}_m-C_m(\varphi_0-\varphi_m)=0\\ J_0\,\ddot{\varphi}_0+C_m(\varphi_0-\varphi_m)-C(\varphi_{12}-\varphi_{01})\,\dfrac{\partial\varphi_{01}}{\partial\varphi_0}=0\\ J_2\,\ddot{\varphi}_2+C\,(\varphi_{12}-\varphi_{01})\,\dfrac{\partial\varphi_{12}}{\partial\varphi_2}=0\end{cases} \qquad (33)$$

Impunînd condiţia ca cuplajul motorului să fie foarte elastic ($C_m \approx 0$), rezolvarea sistemului neliniar (33) care descrie mişcarea modelului fizic din figura 7 se reduce la rezolvarea sistemului (15), adică la rezolvarea ecuaţiei (31). Cu alte cuvinte, prin instalaţia din figura 7 s-a modelat fizic ecuaţia (31).

Verificările experimentale (s-a variat rigiditatea C) au confirmat concluziile ce decurg din ecuaţia diferenţială aproximativă (31) care explică teoretic fenomenul autovibraţiilor în transmisia cardanică a automobilului şi, de ase-

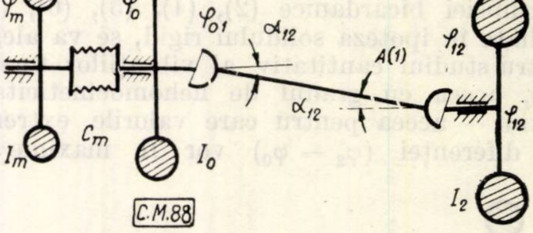


Fig. 6

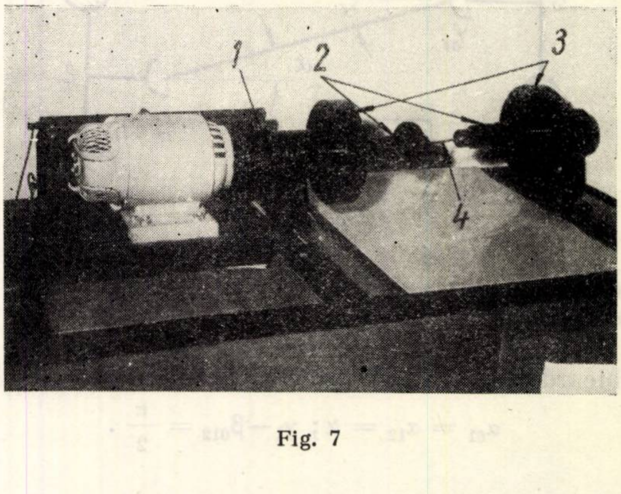


Fig. 7

menea, constatarea experimentală a lui A. Tarasov.

Este necesar să se precizeze că instalația din figura 6, care modelează fizic ecuația (31), poate fi folosită și ca dispozitiv pentru încercarea epruvetelor la oboseală torsională. În acest caz, se va urmări mărirea gradului de nehomocineticitate a schemei cinematice (fig. 4).

5. *Concluzii*

a. Transmisia cardanică a automobilului (îndeosebi transmisia tricardanică) din cauza abaterilor dimensionale — de montare — și a abaterilor cinematice — variația parametrilor cinematici în timpul mișcării automobilului (fig. *1a*, *1b*, *2a*) — nu este strict homocinetică (2), (4), (5), (6), (8), (9), (10), (11).

b. Datorită existenței maselor (volant, roți dințate, roți motoare), în timpul mișcării de rotație, din cauza legilor de mișcare diferite la intrare și ieșire — $\varphi_0(t)$, $\varphi_2(t)$ — transmisia cardanică generează autovibrații (31), vibrații întreținute, în lipsa factorilor perturbatori exteriori, de pulsația 2ω, a căror intensitate crește cu creșterea gradului de nehomocineticitate $(\varphi_2 - \varphi_0)$.

c. Cînd pulsația autovibrațiilor 2ω se apropie de pulsația proprie a sistemului p (30), amplitudinile autovibrațiilor devin foarte mari — autorezonanțe — deci existența lor devine inadmisibilă.

d. Din analiza multilaterală, întreprinsă în lucrare, a autovibrațiilor cauzate de transmisia cardanică a automobilului se pot desprinde metode și căi de combatere a lor:

— proiectarea rațională a schemelor cinematice (2), (6), (7), (8), (9), (10), (11), (12);

— limitarea abaterilor de montare (fig. 1, *a*, 1, *b*, 2, *a*).

[1] *Andronov, A. A. Vitt, A. A.* și *Haikin, S. E.* Teoria kolebanii. Moscova, Fizmatghiz, 1959. [2] *Armaderov, R. G.* și *Semenev, V. M.* Snijenie dinamiceskih nagruzok v transmisii gruzovogo avtomobilea. În: Avtomobilnaia promîșlennost, nr. 9, 1960. [3] *Dudiță, Fl.* Cinematica transmisiilor cardanice. În: Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 9, 1960. [4] *Dudiță, Fl.* Transmisii policardanice. În: Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 1. 1962. [5] *Fărsching, H.* Triebwerks — Drehemomentschwingungen beim Anfahren und Gangwechsel. În: ATZ, nr. 8, 1957. [6] *Glaubitz, H.* Das Kraftfahrzeugtriebwerk als Dreheschwingungsproblem. În: Konstruktion, nr. 6, 1958. [7] *Hamburger, L.* și *Buzdugan, Gh.* Teoria vibrațiilor. București, Editura tehnică, 1958. [8] *Herkevici, A, A.* Avtokolebania. Moscova, GITTL, 1953. [9] *Kosterin, Iu. I.* Mehaniceskie avtokolebania pri suhom trenii. Moscova, Izd. AN S.S.S.R., 1960. [10] *Lukin, P. P.* Vlianie dempferov șteplenia na nagruzocinîi regimî v transmisii avtomobilea „Moskvici". În: Avtomobilnaia promîșlennost, nr. 9, 1961. [11] *Pîlov, B. A. , Polejaev, A. A.* și alții. O vlianii ghidrodinamiceskih peredaci na krutilnîe kolebania. În: Avtomobilnaia promîșlennost, nr. 2, 1962. [12] *Semenov, V. M. Knoroz* și alții. Nagrujenie silovoi peredaci avtomobilea pri dvijenii v usloviah bezdorojia. În: Avtomobilnaia promîșlennost, nr. 11, 1958. [13] *Sluțkaia, O. B.* Issledovanie nestaționarnîh avtokolebanii sistemî dvigateli — transmissia truktora pri ee razgone. În: Prikladna mehanika, nr. 4, 1960. [14] *Stefanovici, Iu. G., Moskalev, V. N.* și *Lunev, I. S.* Opredelenie krutilnîh kolebanii v transmissii avtomobilea GAZ—51. În: Avtomobilnaia promîșlennost, nr. 10, 1960. [15] *Tarasov, A.* Issledovanie vibrații transmissii. În: Avtomobilnaia promîșlennost, nr. 8, 1959. [16] *Willms, W* .Messung der Geräuschstärke in Kraftfahrzeugen und ihre Beurteilung. În: VDI, vol. **101**, nr. 23, 1959.

TEHNOLOGIE

CZ 621.791.019.71

Contribuții la sudarea aluminiului și a aliajelor sale

Ing. ILIE T. ECHIM
Intreprinderea de montaje din M.I.P.C. – București

In construcțiile instalațiilor industriale, aluminiul și aliajele sale, datorită caracteristicilor tehnice speciale pe care le au, sînt din ce în ce mai larg folosite.

Utilizarea acestor materiale este legată însă de unele dificultăți, în principal în ce privește tehnologia și tehnica sudării, care sînt complicate și dificile din cauza unor anumite proprietăți fizico-chimice specifice: temperatura relativ mică a aluminiului; conductibilitatea termică mare; rezistența redusă la temperaturi înalte; afinitatea mare față de oxigen și azot (îndeosebi față de primul); solubilitatea extrem de mică a hidrogenului în aluminiul solid și foarte mare în cel în stare lichidă. Acestea impun alegerea de procedee speciale pentru obținerea unor cusături sudate de calitate.

Procedeele utilizate în prezent pentru sudarea aluminiului și a aliajelor respective sînt următoarele: sudarea cu gaz (oxiacetilenică); sudarea cu hidrogen atomic; sudarea cu arc electric și electrod fuzibil (manuală, automată sub flux cu arc semiacoperit etc.); sudarea cu arc în mediu protector de gaz inert (cu electrod de wolfram sau cu electrod fuzibil).

Pentru alegerea unuia sau altuia dintre procedeele de sudare arătate, în vederea obținerii unei bune calități, caracteristici anticorosive etc., se vor arăta în continuare unele

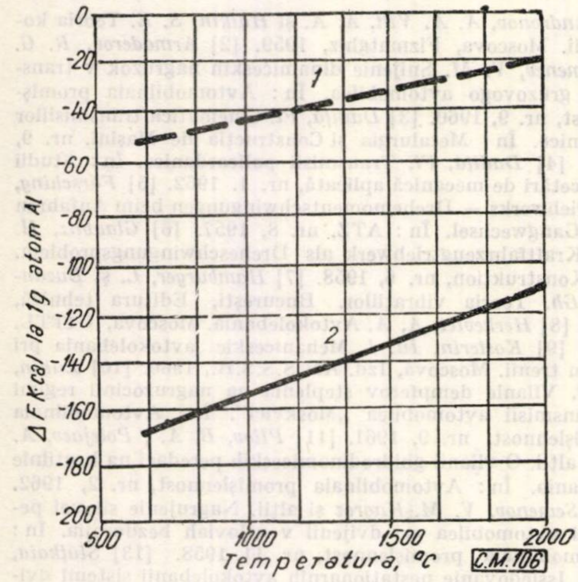


Fig. 1

particularități ale sudării aluminiului și aliajelor sale, precum și unele metode aplicate pe șantiere.

La aluminiu și aliajele sale, din cauza conductibilității termice foarte mari, adîncimea de pătrundere este mică. Pentru a avea totuși o pătrundere suficientă este necesar un curent de sudare mare, iar fluxul caloric al arcului să fie concentrat pe o suprafață cît mai mică în baia de sudură.

Prin procedeul de sudare automată cu arc electric semiacoperit și cu arc electric în mediu de gaz inert, procedee la care topirea băii de sudură este foarte concentrată, se realizează suduri cap la cap cu o singură trecere la plăci de aluminiu pînă la 18 mm grosime, cu sîrmă de adaos de 3 mm diametru și un curent de sudare pînă la 450 A.

Aluminiul în stare lichidă se combină foarte ușor cu oxigenul din mediul înconjurător, din care cauză se autoaprinde în stare de pulbere la temperaturi înalte. În stare solidă, în contact cu aerul, se acoperă cu o pelicula de oxizi. În anumite condiții, aluminiul se combină și cu azotul, acoperindu-se la suprafața de contact cu aerul cu o pojghiță de nitrură. În general însă aluminiul are o mai mare afinitate pentru oxigen decît pentru azot, după cum se vede în figura 1 (fig. 1 — energia liberă de formare a oxidului și nitrurii de aluminiu în stare lichidă : *1* — Al lichid $+ \frac{1}{2} N_2 \rightleftarrows AlN_3$;

2 — Al lichid $+ \frac{3}{4} O_2 \rightleftarrows \frac{1}{2} Al_2O_3$ solid).

Energia liberă de formare a oxidului și nitrurii de aluminiu se determină cu expresia fundamentală :

$$\Delta F = \Delta H - T \Delta S, \qquad (1)$$

în care ΔF este energia de formare; ΔH — căldura de formare; T — temperatura absolută; ΔS — entropia.

Se știe că aluminiului în stare lichidă îi sînt caracteristice reacțiile care se pot prezenta schematic în ecuațiile :

$$4\,Al_l + 3\,O_2 \rightleftarrows 2\,Al_2O_3; \qquad (2)$$

$$2\,Al_l + N_2 \rightleftarrows 2\,Al\,N. \qquad (3)$$

Pentru o mai bună caracterizare a gradului de afinitate a aluminiului față de oxigen și azot, calculul se poate face pentru 1 g-atom de aluminiu, iar ecuațiile menționate vor fi considerate sub formele :

$$Al_l + 3/4\ O_2 \rightleftarrows \tfrac{1}{2}\,Al_2O_3; \qquad (4)$$

$$Al_l + 1/2\ N_2 \rightleftarrows Al\,N. \qquad (5)$$

Pentru a determina valoarea energiei libere din reacțiile (4) și (5) trebuie cunoscute valorile căldurii de formare și a entropiei referitoare la aluminiul solid, care se găsesc în tabele și care pot fi transformate pentru aluminiul lichid.

Căldura de formare a aluminiului în stare lichidă se calculează considerînd că temperatura de formare a aluminiului, în stare lichidă, la temperatura standard de 298°, este o mărime convențională care poate fi determinată prin calcule succesive creșterii entalpiei după ciclul : încălzirea aluminiului solid pînă la punctul de topire, topirea-răcirea aluminiului în stare

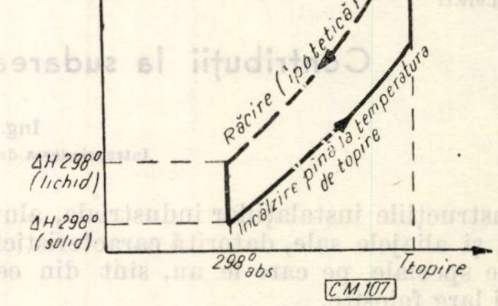


Fig. 2

lichidă pînă la temperatura standard de 298° (fig. 2 : *1* — Al lichid $+ 1/2\ N_2 \rightleftarrows AlN_3$; *2* — Al lichid $+ 2/4\ O_2 \rightleftarrows 1/2\ Al_2O_3$ solid).

După calculul arătat, care ține seamă de căldura specifică a aluminiului în stare solidă și lichidă, valoarea lui ΔH°_{298} este de circa 2 000 cal/g-atom aluminiu lichid, care din cauza valorii relativ mici are doar o însemnătate principială.

Căldura latentă de topire a aluminiului este de 2 550 cal/g-atom.

Calculul entropiei aluminiului în stare lichidă S°_{298} se face după același ciclu: entropia aluminiului solid la 298° este egală cu 6,75 cal/g-atom; creșterea entropiei la creșterea temperaturii pînă la punctul de topire a aluminiului (933°) se determină cu ecuația:

$$\Delta S_1 = \int_{T_0}^{T} Cp \frac{\mathrm{d}T}{T},$$

în care Cp este căldura specifică a aluminiului la presiune constantă; $Cp = 4{,}80 + 3{,}22 \cdot 10^{-3}\, T$ cal/°C g-atom. (Pentru aluminiu în stare lichidă, $Cp = 7{,}00$ cal/°C g-atom.)

Înlocuind:

$$\Delta S_1 = \int_{298}^{933} (4{,}8 + 3{,}22 \cdot 10^{-3} T) \frac{\mathrm{d}T}{T} =$$

$$= 4{,}8\,(l_n\, 933 - l_n 298) + 3{,}22 \cdot 10^{-3}\,(933 - 298) =$$

$$= 7{,}52 \text{ cal/°C g-atom.}$$

Creșterea entropiei la topirea aluminiului va fi:

$$\Delta S^2 = \frac{2\,550}{933} = 7{,}23 \text{ cal/°C g-atom.}$$

Variația entropiei la răcirea convențională a aluminiului în stare lichidă pînă la temperatura standard, înlocuind datele, va fi:

$$\Delta S_3 = \int_{T}^{T_0} Cp \frac{\mathrm{d}T}{T} = \int_{933}^{298} \frac{7\,\mathrm{d}t}{T} = 7\,(l_n\, 298 - l_n 933) =$$

$$= -\, 8 \text{ cal/°C g-atom.}$$

Deci entropia aluminiului pentru condiții standard, în stare lichidă, va fi:

$$(S_{298})_{\mathrm{Al}} = (S_{298})_{\mathrm{Al_s}} + \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 =$$

$$= 6{,}75 + 7{,}52 + 2{,}73 - 8 = 9 \text{ cal/°C g-atom.}$$

Introducînd datele obținute în ecuația energiei libere (1) a reacțiilor (4) și (5), se obțin aceleași mărimi ale energiei libere de formare a oxidului și nitrurii din aluminiul lichid care se prezintă în graficul din figura 1.

După cum reiese deci din calcul și grafic, procesul de formare a oxidului de aluminiu este mai ușor și, numai cînd presiunea oxigenului scade, apare posibilitatea formării nitrurii.

Diminuarea procesului de oxidare este posibilă numai în cazul cînd contactul dintre metalul topit și oxigen scade. Micșorarea contactului nu poate avea loc decît atunci cînd procesul de sudare este protejat de o perdea de gaz inert. În acest caz, dacă protecția nu este completă sau intervine un aport oarecare de aer dinspre rădăcina sudurii, se poate forma nitrura de aluminiu, eventualele urme de oxigen care se găsesc în regiunea băii de sudură avînd o presiune redusă.

Pentru a obține deci cusături sudate de bună calitate este necesar, între altele, ca baia de sudură să fie protejată, în tot timpul procesului de sudare, de contactul cu aerul, printr-o perdea de gaz inert.

În ce privește comportarea hidrogenului, acesta este foarte solubil în aluminiu lichid. Proprietatea menționată are repercusiuni dăunătoare asupra calității sudurii, din care cauză unele procedee de sudare nu se pot aplica atunci cînd se cer suduri de calitate superioară. În general, hidrogenul este cauza porilor în cusăturile sudate. Bulele de gaz, care se degajă din metalul în curs de cristalizare, nu au timp suficient pentru a părăsi masa metalului lichid și rămîn incluse sub formă de goluri-pori. De aceea, dacă în baia de sudură sînt prezente cantități oricît de mici de hidrogen, formarea porilor în cusătura sudată nu poate fi evitată.

Pentru a se obține cusături sudate de bună calitate — fără pori — la piesele de aluminiu și la aliajele respective este necesară înlăturarea pe cît posibil a surselor care ar favoriza accesul hidrogenului în regiunea băii de sudură. Unele dintre acestea se pot înlătura prin aplicarea anumitor procedee de sudare, iar altele sînt aproape inevitabile.

Sursele de hidrogen în baia de sudură sînt:

— metalul sudat, materialul de adaos sau electrodul de sudură care conțin o anumită cantitate de umezeală;

— porii mari ai materialului de sudat;

— apa din mediul de sudare și cea antrenată de gazul inert, cînd buteliile nu sînt golite de apa care se formează la fundul acestora. În cursul procesului de sudare prin descompunerea apei se formează hidrogen care pătrunde în baia de sudură, producînd pori în cusătura sudată.

Față de cele arătate, și în urma rezultatelor practice obținute la executarea sudării instalațiilor de aluminiu și aliajele sale, se deduce:

— aluminiul și aliajele sale, datorită particularităților metalurgice și tehnologice de sudare, pot fi întrebuințate numai în cazul cînd se aplică procedee care să asigure calitățile cerute de caietele de sarcini ale instalațiilor respective;

— asigurarea calității superioare a cusăturilor sudate se poate face numai prin protecția băii de sudură împotriva aerului înconjurător;

— înlăturarea oxizilor și nitrurii de la suprafața pieselor de sudat prin mijloace mecanice și chimice (prelucrări și decapări).

Pe șantierele noastre, piesele, utilajele și instalațiile tehnologice de aluminiu și aliajele sale se sudează mai mult cu procedeul de sudare cu arc electric, cu electrod nefuzibil de wolfram, în mediu protector de argon, obținîndu-se cusături corespunzătoare condițiilor tehnice cerute.

În ce privește sudarea cu arc electric și electrod nefuzibil de wolfram, aluminiul și aliajele sale se sudează în bune condiții dacă se ține seamă de următoarele :

— înainte de sudare, materialele, în zona sudării, trebuie bine curățate de grăsimi, oxizi și nitruri, iar la aplicarea procedeului de sudură manuală, să se preîncălzească la 300—400°C ;

— argonul utilizat să fie de 99,99% puritate și să nu conțină urme de umezeală ;

— curentul de sudare să fie cel alternativ de 50 Hz, stabilizat cu unul de înaltă frecvență.

Se sudează cu un agregat de sudură de curent alternativ, cu bobină de reactanță, oscilator și rezistență ohmică activă. Acest tip de agregat se preferă tipului cu baterie de condensatoare de filtraj, deoarece practica a confirmat că sudurile, executate cu un agregat care are o componentă de curent continuu suprapusă peste curentul alternativ de sudare, sînt de calitate superioară, cu caracteristici mecanice egale cu cele ale materialului de bază.

Literatura de specialitate arată că aluminiul se poate suda și cu curent continuu, în care caz electrodul de wolfram se leagă la polul pozitiv. Din cauza densității mici de curent se pot suda cu curent continuu numai piese și table cu pereți subțiri. Pentru a putea mări densitatea de curent, în cazul sudării pieselor cu pereți mai groși, se utilizează electrozi de wolfram cu toriu.

Pe șantierele de la Onești, Săvinești și la Combinatul chimic din orașul Victoria s-au executat și se execută, cu procedeul manual de sudare cu curent alternativ stabilizat cu curent de înaltă frecvență și electrod de wolfram, cusături de calitate superioară cu aspect exterior uniform, lucios. La folosirea curentului continuu nu s-a reușit pînă în prezent să se obțină cusături corespunzătoare.

Cu procedeul de sudare manuală, folosindu-se agregate de sudură pentru curent alternativ stabilizat cu înaltă frecvență, s-au utilizat regimurile de sudare menționate în tabela 1.

Pentru a se obține cusături sudate cu caracteristici superioare din punct de vedere calitativ, la sudarea cu acest procedeu mai trebuie respectate următoarele condiții : poziția capului pistolului de sudură și a electrodului de wolfram, la sudarea îmbinărilor rectilinii (tablelor), trebuie să corespundă, schițelor din figura 3 (fig. 3 — poziția pistolului de sudură și a sîrmei de adaos la sudarea în mediu de argon a cîtorva tipuri de îmbinări ale aluminiului și aliajelor sale : *a*) sudarea unei îmbinări cap la cap cu material de adaos ; *b*) sudarea unei îmbinări suprapuse fără material de adaos ; *c*) sudarea unei îmbinări cu margini răsfrînte, fără material de adaos).

Tabela 1

Grosimea tablei de sudat, mm	Curentul, A	Diametrul electrodului de wolfram, mm	Diametrul ajutajului pentru pistolul de sudură		Consumul de argon, l/min	Diametrul sîrmei de ados, mm	Viteza de sudare, mm/min
			pistol fără răcire cu apă, tip ITEC—1 sau similar, mm	pistol cu răcire cu apă, mm			
1,00	40— 50	1,00	4	—	6	—	400
1,50	60— 70	1,60	4—5	—	6—7	—	300—350
2,00	80— 90	1,60	4—5	—	7	2	300—350
3,00	120—140	2,40	5—6	—	7—8	2—3	260—300*
5,00	200—240	3,20	6—7	6—8	10	3—4	220—250
8,00	300—350	4,80	7—8	8—10	12	4—5	120—140
12,00	400—500	6,40	8—10	10	14	5—6	50—60*

* Sudarea se face în două straturi.

La sudarea țevilor, poziția capului pistolului de sudură, în timpul operației de sudare, trebuie să fie ca aceea arătată în figura 4 (fig. 4 — poziția pistolului de sudură și a sîrmei de adaos la sudarea unei îmbinări circulare la care rotirea piesei de sudat se face în sensul săgeții).

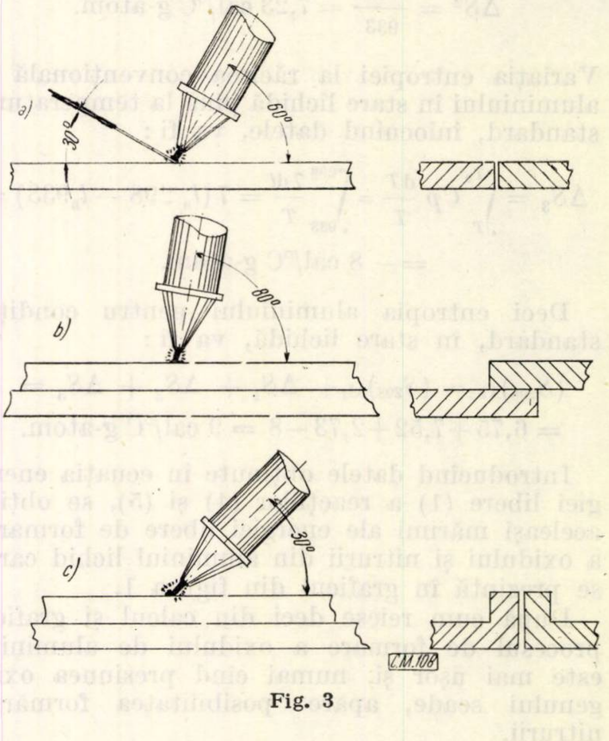


Fig. 3

După ce s-a ajuns cu cusătura pînă la capătul de unde s-a început operația de sudare se continuă pe o lungime de 15—20 mm, după care pistolul se scoate brusc din regiunea băii de sudură pe o tangentă la cusătură, pînă ce se întrerupe arcul, după care se îndepărtează definitiv, conform indicațiilor din figura 5.

La sudarea cu acest procedeu, în caz de întrerupere a arcului, pistolul de sudură se ține în poziția respectivă încă circa 10 s, timp în care baia începe a se răci, după care se întrerupe jetul de argon și apoi se îndepărtează pistolul.

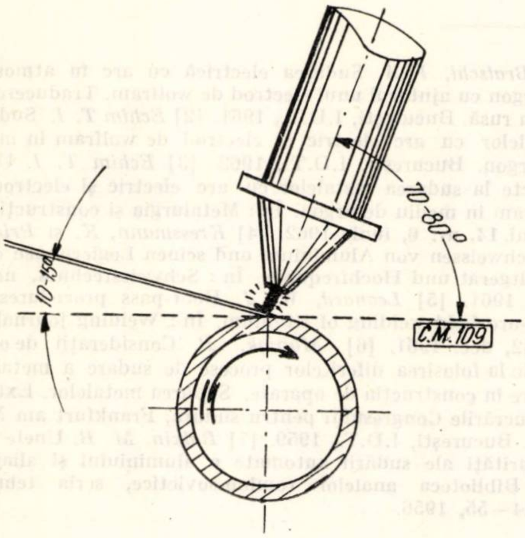


Fig. 4

Aceste operații sînt necesare pentru ca baia topită a sudurii să nu intre în această stare în contact cu aerul, în care caz s-ar oxida și ar dăuna calității sudurii.

În timpul procesului de sudare, viteza trebuie să fie uniformă, iar mișcarea pistolului, rectilinie, fără oscilații transversale.

La table și țevi peste 3 mm grosime trebuie ca, înainte de a se începe procesul de sudare, să se facă o pregătire a marginilor de sudat, după care se execută operația de sudare (fig. 6 — pregătirea îmbinării la piese cu o grosime mai mare decît 3 mm).

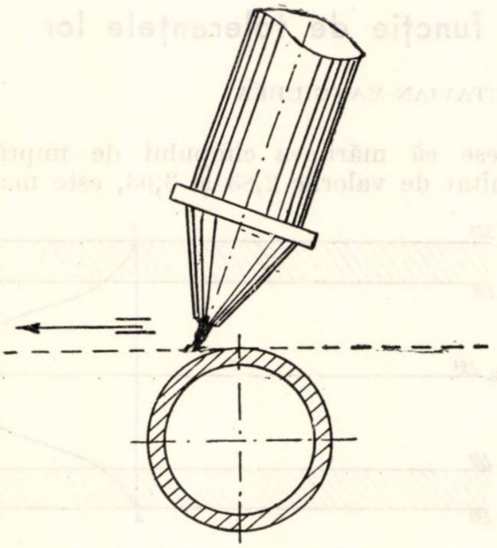


Fig. 5

Primul strat se sudează fără material de adaos, iar al doilea, și dacă este necesar și următoarele, se realizează cu material de adaos.

Îmbinările sudate la table și piese de aluminiu sau aliaje, executate prin procedeul cu arc electric și electrod de wolfram în mediu de argon, pot prezenta și defecte destul de frecvente dacă nu se ține seamă de indicațiile menționate.

Cele mai frecvente defecte care se produc în cusături sînt : porii, nepătrunderea, apariția, incluziunilor metalice și crăpăturile. Cauzele care duc la formarea porilor în cusătură sînt :

— utilizarea de argon cu o puritate mai mică decît 99,9% ; încercările repetate au dovedit că sudarea aluminiului nu se poate face, în condiții normale, fără ca argonul să aibă această puritate și toate sudurile executate cu argon de puritate sub 99,9% au prezentat rețele de pori atît la suprafață, cît și în secțiunea cusăturii ;

— umiditatea în jurul băii de sudură care, la temperatura arcului electric, se descompune, hidrogenul astfel format dizolvîndu-se în metalul topit, iar la răcirea sudurii degajîndu-se sub formă de bule. Dacă răcirea cusăturii se face repede, bulele de hidrogen nu reușesc să se degaje din masa topiturii în care rămîn fără a fi dizolvate de metalul care se solidifică, formînd astfel pori.

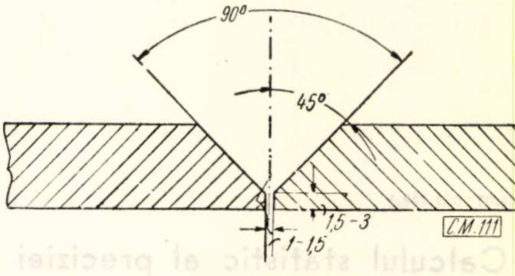


Fig. 6

În general, prezența hidrogenului în jurul băii de sudură, oricare ar fi povenienţa, fie din metal, fie din electrod sau din infiltrații de aer etc., este o cauză sigură a producerii porilor.

Incluziunile de gaze, care se produc în special la piesele de aluminiu turnat, apar îndeosebi la table și piese cu pereți mai groși decît 4 mm și numai în cazul cînd nu se respectă regulile și prescripțiile de sudare.

Trebuie menționat că oxigenul, oxidul sau bioxidul de carbon și bioxidul de sulf nu se dizolvă în aluminiu. Din această cauză, gazele incluse în baia de sudură, prin nerespectarea normelor de sudare, produc porozități în cusătură.

Nepătrunderea are loc, în general, atunci cînd se sudează cu curent mai mic decît cel normal, la îmbinări de table sau de piese cu grosimi de perete diferite sau cînd debitul de argon este prea mic, cînd suprafețele de sudat nu sînt curățate de grăsimi și impurități, sau se folosește argon de puritate necorespunzătoare.

Incluziunile metalice se produc numai în cazul cînd suprafețele de sudat nu sînt bine curățate de oxizi sau nitruri, care pătrund inevitabil în topitura cusăturii sau din cauza instabilității arcului, la întreruperile căruia se oxidează vîrful electrodului de wolfram, iar oxidul cade, de asemenea, în baia de sudură impurificînd-o.

Crăpăturile se produc numai ca rezultat al tensiunilor care iau naștere la răcirea cusăturii. Deoarece cantitatea de căldură a sursei, în cazul sudării în mediu de argon, este mai mare decît în cazul sudării cu flacără oxiacetilenică, viteza de sudare este de 2—3 ori mai mare. Zona încălzită fiind mai mică, tensiunile sînt și ele mult mai reduse.

În concluzie, caracteristicile specifice ale aluminiului și aliajelor sale și, îndeosebi, afinitatea foarte mare față de oxigen și azot ca și solubilitatea hidrogenului în aluminiu lichid impun protecția băii de sudură.

Dintre procedeele de sudare, cu care în prezent se obține cea mai bună protecție a băii de sudură, cel mai eficient este sudarea în mediu protector de gaz inert.

[1] *Bratschi, I. A.* Sudarea electrică cu arc în atmosferă de argon cu ajutorul unui electrod de wolfram. Traducere din limba rusă. București, I.D.T., 1961. [2] *Echim T. I.* Sudarea metalelor cu arc electric și electrod de wolfram în mediu de argon. București, I.D.T., 1962. [3] *Echim T. I.* Unele aspecte la sudarea metalelor cu arc electric și electrod de wolfram în mediu de argon. În : Metalurgia și construcția de mașini, **14**, nr. 6, iunie 1962. [4] *Kressmann, K.* și *Prietzel, H.* Schweissen von Aluminium und seinen Legierungen ohne Schaltgerät und Hochfrequenz. În : Schweisstechnik, nr. 9, sept. 1961. [5] *Leonard, W. J.* Root-pass procedures for inert-arc field welding of titanium. În : Welding journal **40**, nr. 42, dec. 1961. [6] *Manigk, P.* Considerații de ordin tehnic la folosirea diferitelor procese de sudare a metalelor ușoare în construcția de aparate. Sudarea metalelor. Extrase din lucrările Congresului pentru sudură, Frankfurt am Main 1955. București, I.D.T., 1959. [7] *Balkin, M. B.* Unele particularități ale sudării automate a aluminiului și aliajelor sale. Biblioteca analelor romîno-sovietice, seria tehnică, nr. 54—55, 1956.

Organizarea și economia PRODUCȚIEI

CZ 621.91.07: 621.753.1

Calculul statistic al preciziei mașinilor-unelte în vederea repartiției optime a pieselor de prelucrat în funcție de toleranțele lor

NICOLAE RANCU și FREDERIC OCTAVIAN MANGIUREA

Pentru un telier în care trebuie să se execute, pe un număr dat de mașini, un număr mare de repere este necesară cunoașterea preciziei mașinilor din atelierul respectiv. Nivelul calitativ al producției poate să crească numai în măsura în care repartizarea prelucrării unui anumit reper pe mașini se face astfel încît să se asigure concordanța dintre precizia mașinii și cîmpul de toleranță stabilit pentru caracteristicile reperului. Dacă pentru caracteristicile unei anumite piese sînt prevăzute toleranțe, de exemplu de 0,14 mm, iar mașina poate să asigure un cîmp de împrăștiere de 0,20 mm, înseamnă că un număr important de piese vor avea caracteristici cu valori în afara cîmpului de toleranță.

În figura 1 sînt reprezentate cîmpul de toleranță, cîmpul de împrăștiere, precum și distribuția valorilor caracteristicii $3^{-0{,}14}$. Din figură reiese că mărimea cîmpului de împrăștiere, limitat de valorile 2,83 și 3,03, este mai mare decît cîmpul de toleranță, limitat de valorile 2,86 și 3,00 mm. Produsele care au valorile caracteristicii în zonele hașurate sînt necores-

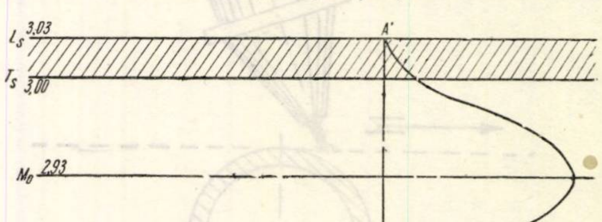


Fig. 1

punzătoare. Proporția de produse necorespunzătoare se numește fracțiune defectuoasă și este reprezentată de aria cuprinsă între curba dreaptă A A', limitele L_s, T_s și L_i, T_i. În acest caz, precizia mașinii nu corespunde cîmpului de toleranță (cerințelor), de aceea prelucrarea piesei considerate pe această mașină duce la o fracțiune defectuoasă destul de mare.

Dacă mărimea cîmpului de împrăștiere este egală cu mărimea cîmpului de toleranță, atunci fracțiunea defectuoasă este egală cu zero, toate valorile caracteristice se găsesc în limitele cîmpului de toleranță. Atît în primul caz, cît și în al doilea, s-a presupus că mașina a fost reglată pentru dimensiunea egală cu centrul cîmpului de toleranță; în cazul examinat, pentru dimensiunea $M_0 = 2{,}93$ mm.

Sînt mașini care pot fi reglate cu ușurință pentru o dimensiune dată, respectiv pentru mijlocul cîmpului de toleranță M_0. Dar de cele mai multe ori o asemenea coincidență este greu de realizat, ceea ce are drept consecință creșterea fracțiunii defectuoase.

În figura 2 se prezintă cazul cînd mașina a fost reglată pentru dimensiunea 2,98 (în loc de 2,93).

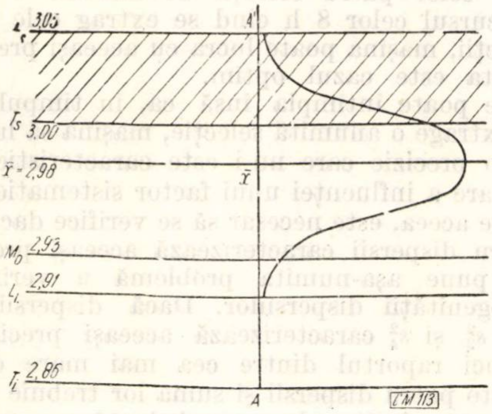


Fig. 2

Produsele care au valorile caracteristicii în zona hașurată sînt necorespunzătoare. Fracțiunea defectuoasă q, reprezentată prin aria limitată de curbă, dreapta A A' și limitele L_s și T_s, este mare: 19,49%.

Pentru a preveni astfel de situații se recomandă să se utilizeze mașini care asigură un cîmp de împrăștiere mai mic decît cîmpul de toleranță. În acest caz, diferența dintre cîmpul de toleranță și cîmpul de împrăștiere dă mărimea zonei de reglare, adică zona în care se poate găsi dimensiunea de reglat, astfel încît cîmpul de împrăștiere să se găsească în interiorul cîmpului de toleranță (fig. 3). Din figura 3 se vede că mărimea cîmpului de împrăștiere este egală cu 40 diviziuni, iar mărimea cîmpului de toleranță este egală cu 60 diviziuni. În acest caz, mașina poate fi reglată pe o valoare cuprinsă între x_s și x_i, și atunci numărul de produse necorespunzătoare este practic egal cu zero.

Atunci cînd reglarea se poate face ușor pentru o dimensiune dorită, iar consumul de scule are o pondere importantă în prețul de cost, este rațional să se lungească cît mai mult perioada de utilizare a sculelor. Pentru aceasta este recomandabil să se utilizeze mașini cu un cîmp de împrăștiere mai mic decît cîmpul de toleranță și să se realizeze reglarea pentru o astfel de dimensiune încît sau a) limita inferioară a cîmpului de împrăștiere să coincidă cu limita inferioară a cîmpului de toleranță (fig. 4) sau b) limita superioară a cîmpului de împrăștiere să coincidă cu limita superioară a cîmpului de toleranță în funcție de uzura sculei.

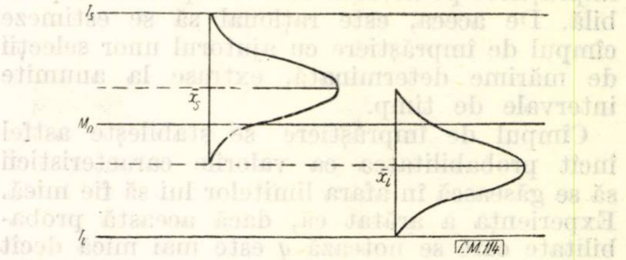
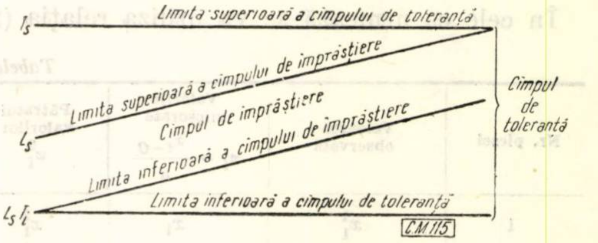


Fig. 3

Din cele arătate rezultă importanța cunoașterii preciziei mașinii. Nu este suficient însă să se cunoască numai precizia mașinii la un moment dat, ci și dinamica preciziei. În felul acesta se poate determina și momentul cînd mașina trebuie să intre în reparație.

În cele ce urmează se prezintă două procedee de stabilire a cîmpului de împrăștiere, procedee care au la bază metode ale statisticii matematice și care au început să fie utilizate în atelierul de mașini automate al uzinii „Electromagnetica" din București.

Mărimea cîmpului de împrăștiere se apreciază fie pe baza dispersiilor de selecție în cazul primului procedeu, fie pe baza amplitudinii împrăștierii de selecție în cazul celui de-al doilea procedeu. Înainte de a trece la examinarea celor două procedee este necesar să se dea metoda de calcul a cîmpului de împrăștieri.



l_s
Limita superioară a cîmpului de toleranță
Limita superioară a cîmpului de împrăștiere
L_s
Cîmpul de împrăștiere
Limita inferioară a cîmpului de împrăștiere
L_s l_i
Limita inferioară a cîmpului de toleranță
Cîmpul de toleranță
C.M. 115

Fig. 4

După cum se știe, cîmpul de împrăștiere reprezintă intervalul în limitele căruia se găsesc efectiv valorile caracteristicii cercetate. Determinarea cîmpului de împrăștiere s-ar putea face pe calea măsurării tuturor pieselor care se realizează în intervalul în care mașina funcționează cu același reglaj. Pentru mașini de mare productivitate însă, determinarea cîmpului de împrăștiere pe această cale este practic imposibilă. De aceea, este rațional să se estimeze cîmpul de împrăștiere cu ajutorul unor selecții de mărime determinată, extrase la anumite intervale de timp.

Cîmpul de împrăștiere se stabilește astfel încît probabilitatea ca valorile caracteristicii să se găsească în afara limitelor lui să fie mică. Experiența a arătat că, dacă această probabilitate care se notează q este mai mică decît 0,02, practic, toate valorile se găsesc în interiorul cîmpului de împrăștiere. În mod obișnuit, se folosește probabilitatea $q = 0{,}0027$, ceea ce înseamnă că, dacă se determină cîmpul de împrăștiere K corespunzător acestei posibilități, în 9 973 de cazuri din 10 000 valorile caracteristicii se vor găsi între limitele cîmpului de împrăștiere K și numai în 27 de cazuri din 10 000 vor exista valori care să se găsească în afara cîmpului de împrăștiere K.

Dacă distribuția caracteristicii este normală și dacă se determină mărimea cîmpului de împrăștiere corespunzător probabilității $q = 0{,}0027$, se obține:

$$K = 2 \times z_{0,0027} \times \sigma \qquad (1)$$

unde K este mărimea cîmpului de împrăștiere; $z_{0,0027} = 3$; σ — abaterea medie pătratică.

În controlul statistic al calității producției se consideră însă că există corespondență între cîmpul de împrăștiere și cîmpul de toleranță dacă probabilitatea q (fracțiunea defectuoasă probabilă) este mai mică sau egală cu 0,02 ($q \leqslant 0{,}02$).

Astfel, determinarea cîmpului de împrăștiere corespunzător probabilității $q = 0{,}02$ dă rezultate practice satisfăcătoare.

Din relația $q = 1 - 2\ (z)$, unde $q = 0{,}02$, rezultă $(z) = 0{,}49$, căruia îi corespunde în tabela cu funcția lui Laplace $z = 2{,}33$. Se obține:

$$K = 2 \times 2{,}33 \times \sigma = 4{,}66\ \sigma. \qquad (2)$$

În cele ce urmează se va utiliza relația (2).

Tabela 1

Nr. piesei	Valoarea observată	Valorile micşorate $x_i = \frac{x_{i-C}}{a}$	Pătratul valorilor x_i^2
1	x_1^1	x_1	x_1^2
2	x_2^1	x_2	x_2^2
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.
25	x_{25}^1	x_{25}	x_{25}^2
Total		$\sum_{i=1}^{25} x_i$	$\sum_{i=1}^{25} x_i^2$

Se vede așadar că a estima mărimea cîmpului de împrăștiere este tot una cu a estima abaterea medie pătratică σ.

Abaterea medie pătratică σ se poate aprecia dacă se cunosc abaterile medii pătratice sau amplitudinile împrăștierii mai multor selecții; de aici cele două procedee de estimare a mărimii cîmpului de împrăștiere.

Pentru estimarea cîmpului de împrăștiere pe baza dispersiilor de selecție, o dată pe lună, în timpul unui schimb, se extrag patru selecții compuse din 25 de piese. Se determină valorile $x_1', x_2' \ldots x_{25}'$ și se scriu în tabela 1. Pentru fiecare selecție de mărime $n = 25$.

Se calculează dispersia s^2 după formula:

$$s^2 = a^2 \left[\frac{\sum x_1^2 - \frac{\sum (x_i)^2}{n}}{n-1} \right], \qquad (3)$$

unde x_i sînt valorile micșorate care se determină împărțind diferențele dintre valorile observate x_2^1 și mediana acestor valori (valoarea centrală în șirul valorilor ordonate crescător), iar a este precizia aparatului de măsurat.

Aplicînd expresia (3) se calculează dispersiile celor patru selecții de mărime $n = 25$. În cursul celor 8 h cînd se extrag cele patru selecții, mașina poate lucra cu aceeași precizie; acesta este cazul optim.

Se poate întîmpla însă ca, în timpul cînd se extrage o anumită selecție, mașina să lucreze cu o precizie care nu-i este caracteristică, ca urmare a influenței unui factor sistematic.

De aceea, este necesar să se verifice dacă cele patru dispersii caracterizează aceeași precizie. Se pune așa-numita problemă a verificării omogenității dispersiilor. Dacă dispersiile s_1^2, s_2^2, s_3^2 și s_4^2 caracterizează aceeași precizie, atunci raportul dintre cea mai mare dintre aceste patru dispersii și suma lor trebuie să fie mai mic decît valoarea tabelară* $g = 0{,}4512$.

Această condiție fiind îndeplinită, precizia mașinii se poate estima cu ajutorul dispersiei s_0^2 calculată ca o medie a celor patru dispersii de selecție, adică:

$$s_0^2 = \frac{s_1^2 + s_2^2 + s_3^2 + s_4^2}{4} \qquad (4)$$

Această formulă, ca și criteriul verificării omogenității dispersiilor, este valabilă numai în cazul cînd selecțiile au aceeași mărime.

Dacă se cunoaște dispersia s_0^2, se poate stabili σ_0, limita superioară a abaterii medii pătratice σ care caracterizează precizia mașinii, cu ajutorul formulei:

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{4\,(n-1)}{\lambda_{0,01}^2}}\, s_0 . \qquad (5)$$

---

* g se găsește în tabele, corespunzător unei probabilități $q = 0{,}01$, numărului de selecție și numărului pieselor care compun selecția.

În cazul cînd sînt patru selecții de mărime $n = 25$, $\lambda^2_{0,01} = 66,7$*. Prin urmare:

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{96}{66,7}}\, s_0$$

sau

$$\sigma_0 = 1,20\ s_0. \tag{6}$$

Din relațiile (6) și (2) rezultă că valoarea maximă a cîmpului de împrăștiere este dată de expresia:

$$K = 4,66 \times 1,20\ s_0$$

sau

$$K = 5,59\ s_0. \tag{7}$$

Dacă raportul dintre cea mai mare dispersie s^2 și suma celor patru dispersii este mai mare decît $g = 0,4512$, înseamnă că în timpul cît s-a luat selecția căreia îi corespunde dispersia cea mai mare, mașina a lucrat cu altă precizie decît în restul timpului, adică nu a lucrat cu precizia caracteristică. Această dispersie se elimină de la calculul lui s_0. Rămîne ca să se calculeze pe baza celorlalte trei dispersii, dar numai după ce se verifică omogenitatea lor. Pentru aceasta se calculează raportul dintre cea mai mare dispersie dintre cele trei rămase și suma lor. Acest raport trebuie să fie mai mic decît $g = 0,5651$. Dacă această condiție este satisfăcută, atunci:

$$s_0^2 = \frac{s_1^2 + s_2^2 + s_3^2}{3}. \tag{8}$$

Urmează că:

$$\sigma_0 = 1,24\ s_0, \tag{9}$$

iar

$$K = 5,76\ s_0. \tag{10}$$

În cazul cînd raportul calculat depășește mărimea $g = 0,5651$, se iau din nou patru selecții de mărime $n = 25$.

În cazul aprecierii cîmpului de împrăștiere pe baza amplitudinilor împrăștierii de selecție, metoda constă în a lua lunar, în timpul unui schimb, selecții compuse din cinci sau zece piese, din jumătate în jumătate de oră. Se extrag în total 16 selecții. Se măsoară caracteristica cercetată și se obțin pentru fiecare selecție cinci sau zece valori. Pentru fiecare selecție se calculează diferența dintre valoarea cea mai mare $x_{\max}$ și valoarea cea mică $x_{\min}$; această mărime se numește amplitudinea împrăștierii selecției și se notează R. Prin urmare:

$$R = x_{max} - x_{min}. \tag{11}$$

În fiecare selecție, x_{max} și x_{min} au alte valori, deci și amplitudinea împrăștierii variază de la selecție la selecție.

În figura 5 se prezintă distribuția amplitudinii împrăștierii a 200 selecții de mărime $n = 5$, luate din producția mașinii. Amplitudinile sînt exprimate în unități σ, adică pe axa absciselor sînt reprezentate valorile $\frac{x_{max} - x_{min}}{\sigma}$. Pe axa ordonatelor se reprezintă numărul de selecții care au avut aceeași amplitudine.

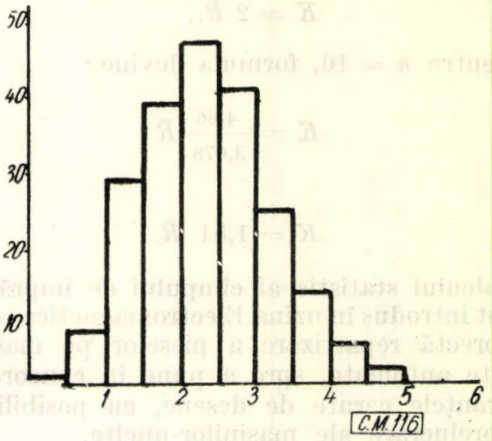


Fig. 5

Rezultă că la stabilirea cîmpului de împrăștiere pe baza amplitudinii împrăștierii selecțiilor trebuie să se aibă în vedere că amplitudinea găsită este una dintre amplitudinile posibile care se distribuie după o anumită lege.

Pentru a rezolva problema estimării cîmpului de împrăștiere trebuie să se estimeze abaterea medie pătratică σ cu ajutorul mediei amplitudinilor celor 16 selecții, adică:

$$\bar{R} = \frac{s = 1\ R_s}{r}, \tag{12}$$

unde: R_s reprezintă amplitudinea selecției cu numărul de ordine s, s luînd valori de la 1 la r (în cazul dat $r = 16$).

Se demonstrează că între abaterea medie pătratică σ și amplitudinea medie a împrăștierii $\bar{R}$ există relația:

$$\sigma = \frac{\bar{R}}{d_n}, \tag{13}$$

unde d_n se determină din tabele și are valoarea $d_5 = 2,326$ pentru selecții de mărime $n = 5$ și $d_{10} = 3,078$ pentru selecții de mărime $n = 10$.

Ținînd seamă de această relație, expresia (2) de apreciere a cîmpului de împrăștiere devine:

$$K = 4,66\ \frac{\bar{R}}{d_n}. \tag{14}$$

---

* $\lambda^2_{0,01}$ se determină din tabele, corespunzător numărului gradelor de libertate $f = 4 \times 24 = 96$ și probabilității $\sigma = 0,99$ (vezi Iaroslav Ianko, „Matematiko-statisticeskie tablițî", tabela 5, Moscova, 1962).

Pentru $n = 5$, formula devine:

$$K = \frac{4{,}66}{2{,}326}\,\overline{R} \qquad (15)$$

sau

$$K = 2\,\overline{R}. \qquad (16)$$

Pentru $n = 10$, formula devine:

$$K = \frac{4{,}66}{3{,}078}\,\overline{R} \qquad (17)$$

sau

$$K = 1{,}51\,\overline{R}. \qquad (18)$$

Calculul statistic al cîmpului de împrăștiere a fost introdus în uzina Electromagnetica pentru o corectă repartizare a pieselor pe mașinile-unelte automate, spre a pune în concordanță toleranțele cerute de desene, cu posibilitățile de prelucrare ale mașinilor-unelte.

Pentru a realiza o fabricație cu un procent minim de rebut este necesar ca mașina-unealtă să fie astfel aleasă, încît cîmpul de împrăștiere să se afle în interiorul cîmpului de toleranță, cu posibilitățile de reglaj în jurul cotei nominale (cum s-a arătat în figura 3).

În vederea realizării practice a repartiției curente a pieselor pe mașinile-unelte s-a întocmit o fișă a fiecărui strung automat în care se trec lunar cîmpurile de împrăștiere calculate pe baza a patru selecții de 25 piese, folosind metoda dispersiilor de selecție.

Rezultatele obținute, respectiv cîmpurile de împrăștiere, sînt date într-o tabelă în care sînt reprezentate machetele strungurilor. Această tabelă este afișată în punctul de control central.

La introducerea unei noi piese pe mașina-unealtă, maistrul de atelier urmărește ca în orice caz cîmpul de împrăștiere să se afle în interiorul cîmpului de toleranță.

Registrul în care sînt specificate posibilitățile reale ale mașinilor-unelte poate folosi atît proiectanților în vederea alegerii toleranțelor necesare, cît și tehnologilor în vederea indicării mașinilor pe care urmează să se efectueze anumite operații.

Urmărirea cîmpurilor de împrăștiere efective pe un interval mai mare de timp va sta la baza calculului programării reparațiilor mașinilor-unelte care poate fi făcută astfel în mod științific, predeterminînd momentul uzării lor peste limita admisă.

Mai mult decît atît, într-un plan de perspectivă asupra necesităților de piese pentru realizarea producției anuale se poate efectua o programare corectă a operațiilor pe mașinile-unelte, ținînd seamă de evoluția în timp a preciziei acestor mașini, de datele reparațiilor, de necesitățile cu privire la cîmpurile de toleranțe etc.

Mai jos se dă un exemplu de calcul pentru valoarea caracteristicii $3^{-0{,}14}$ pe baza a patru selecții de 25 piese luate la intervale de două ore din producția mașinii-unelte în acel moment.

În coloana 2 a tabelei 2 se dau valorile caracteristicii $3^{-0{,}14}$ mm corespunzătoare primei selecții compuse din $n = 25$ piese. Se alege ca origine de calcul $c = 2{,}91$ mm; diferențele dintre valorile observate (coloana 2) și originea de calcul $c = 2{,}91$ se împart la precizia aparatului de măsurat $a = 0{,}01$ mm și se obțin astfel valorile micșorate (coloana 3). În coloana 4 se dau pătratele coloanei 2. Făcînd totalurile coloanelor 3 și 4 se obține

$$\sum_{i=1}^{25} x_i = 15\,;\ \sum_{i=1}^{25} x_i = 2{,}25.$$

Aplicînd formula (3) se găsește $s_1^2 = 0{,}01^2$

$$\left[\frac{225 - \frac{(15)^2}{25}}{24}\right] = 0{,}0009.$$

Tabela 2

Nr. de ordine al pieselor i	Valorile observate x_1'	Valorile mișcorate $x_i = \frac{x_i' - 2{,}91}{0{,}01}$	Pătratul valorilor micșorate x_1^2
1	2,91	0	0
2	2,92	1	1
3	2,90	−1	1
4	2,92	1	1
5	2,96	5	25
6	2,90	−1	1
7	2,93	2	4
8	2,91	0	0
9	2,94	3	9
10	2,92	1	1
11	2,99	8	64
12	2,98	−2	4
13	2,91	0	0
14	2,93	2	4
15	2,95	4	16
16	2,87	−4	16
17	2,85	−6	36
18	2,88	−3	9
19	2,94	3	9
20	2,88	−3	9
21	2,90	−1	1
22	2,93	2	4
23	2,91	0	0
24	2,94	3	9
25	2,92	1	1
Total		+36 −21 +15	225

În mod analog se calculează dispersiile pentru celelalte trei selecții, obținînd:

$$s_2^2 = 0{,}001015,\quad s_3^2 = 0{,}000725 \text{ și } s_4^2 = 0{,}000961.$$

Se verifică dacă în cursul intervalului de timp în care s-au considerat cele patru selecții, mașina a lucrat cu aceeași precizie, precizia sa proprie.

Pentru aceasta se calculează raportul dintre cea mai mare dispersie şi suma celor patru dispersii. În cazul de faţă cea mai mare dispersie este $s_2^2 = 0{,}001015$, aşa încît:

$$g = \frac{0{,}001015}{0{,}000864 + 0{,}001050 + 0{,}000725 + 0{,}000961} = $$

$$= \frac{0{,}001015}{0{,}003600} = 0{,}29.$$

Valoarea calculată $g = 0{,}29$ este mai mică decît valoarea tabelară $g = 0{,}4512$ aşa încît se conchide că maşina a lucrat în timpul schimbului cu aceeaşi precizie. Precizia maşinii se estimează în acest caz cu ajutorul mediei celor patru dispersii, s_0^2. Aplicînd formula (4), se găseşte:

$$s_0^2 = \frac{0{,}000900 + 0{,}001015 + 0{,}000724 + 0{,}000961}{4} =$$

$$= 0{,}0009.$$

De unde rezultă $s_0 = \sqrt{0{,}0009} = 0{,}03$ mm.

Valoarea maximă a cîmpului de împrăştiere se obţine aplicînd formula (7):

$$K = 5{,}59 \times 0{,}03 = 0{,}1677 \approx 0{,}17 \text{ mm.}$$

Prin urmare, maşina pe care s-a executat prelucrarea diametrului $3{,}0^{-0{,}14}$ mm asigură un cîmp de împrăştiere $K = 0{,}17$ mm care depăşeşte mărimea cîmpului de toleranţă 0,14 mm. Asemenea determinări se fac pentru toate maşinile, iar valorile cîmpului de împrăştiere găsite se scriu pe schema care se află în sala de control final.

Cu titlu experimental se aplică şi metoda cîmpului de împrăştiere pe baza amplitudinii împrăştierii de selecţie.

În cele ce urmează se prezintă un exemplu de calcul cu această metodă pentru aceeaşi caracteristică. S-au efectuat 16 selecţii de cîte cinci piese din jumătate în jumătate de oră, obţinîndu-se valorile dimensiunilor care sînt date în tabela 3. La selecţia a II-a (după un interval de timp de 5 ore şi jumătate) a apărut prima piesă în afara cîmpului de toleranţă (3,01 mm). Pentru determinarea cîmpului de împrăştiere s-a continuat lucrul fără ca maşina-unealtă să fie reglată, luîndu-se în continuare celelalte selecţii, deoarece precizia maşinii se menţine aceeaşi, indiferent de poziţia relativă a centrului de reglare.

Din tabela 3 se obţine:

Tabela 3

Nr. selecţiei	$h = X_{max} - X_{min}$	Valorile observate				
1	0,11	2,87	2,98	2,92	2,92	2,95
2	0,07	2,82	2,92	2,93	2,95	2,93
3	0,09	2,87	2,95	2,96	2,94	2,92
4	0,09	2,90	2,97	2,94	2,99	2,93
5	0,12	2,90	2,98	2,93	3,02	2,99
6	0,08	2,91	2,97	2,99	2,94	2,96
7	0,11	2,90	2,95	2,97	3,01	3,00
8	0,09	2,91	2,97	3,00	2,94	2,99
9	0,08	2,90	2,98	2,96	2,95	2,95
10	0,06	2,94	2,99	2,96	3,00	2,97
11	0,08	2,93	3,00	2,98	3,01	2,97
12	0,06	2,91	2,95	2,97	2,95	2,98
13	0,11	2,92	3,00	3,03	3,01	3,00
14	0,06	2,96	2,98	3,02	3,00	3,02
15	0,09	2,94	2,99	2,97	3,03	3,00
16	0,08	2,94	2,99	3,02	2,96	2,98
Total	1,38					

$$\sum_{s=1}^{16} R_s = 1{,}38 \text{ mm.}$$

Introducînd acest rezultat în formula (12), rezultă:

$$\bar{R} = \frac{138}{16} = 0{,}0862.$$

Rezultă că mărimea cîmpului de împrăştiere este: $K = 2 \times 0{,}0862 = 0{,}1724$ mm.

Se observă că mărimea cîmpului de împrăştiere determinat prin cele două metode diferă cu o cantitate neglijabilă $(0{,}1724 - 0{,}1677 = = 0{,}005$ mm).

Întrucît ambele metode duc la rezultate apropiate, alegerea uneia dintre ele este determinată de condiţiile de lucru curente din atelier.

Prima metodă bazată pe dispersiile de selecţie se recomandă a se aplica în cazul cînd maşinile-unelte îşi păstrează timp mai îndelungat reglajul. Metoda este mai avantajoasă datorită faptului că timpul necesitat de luarea probelor (fiind necesare numai patru deplasări la maşina-unealtă) este mai mic; în schimb, cere un calcul ceva mai complicat.

Metoda a doua, bazată pe amplitudinile împrăştierii de selecţie, se aplică maşinilor mai puţin stabile, timpul pierdut cu luarea celor 16 selecţii fiind în parte compensat de simplitatea calculelor.

CZ. 621.892.5 :621.822.6

Contribuții la realizarea unor unsori speciale pentru rulmenți

Dr. ing. C. CREȚULESCU și ing. I. SCHEIANU

Pentru dotarea industriei noastre în plină dezvoltare se construiesc în țară sau se importă utilaje de înaltă tehnicitate.

Unele dintre aceste utilaje funcționează în condiții de lucru deosebit de grele : turații mari, temperaturi ridicate, presiuni înalte, medii de lucru oxidante etc.

Pentru asemenea utilaje, lubrifianții fabricați în prezent nu sînt întotdeauna corespunzători.

Pentru a nu importa și lubrifianții necesari, s-a preconizat realizarea în țară a unor anumite tipuri de unsori speciale mai frecvent solicitate pentru ungerea utilajelor provenite din import.

Au fost luate în considerare următoarele tipuri de unsori pentru rulmenți : unsori de rulmenți pentru temperaturi înalte și medii oxidante (de tipul Mobil Temp Grease nr. 1, Mobil BRB nr. 4, Spheerol Grease AP 3 etc.); unsori de rulmenți cu penetrație mare pentru temperaturi ridicate, cu și fără aditivi (de tipul Shell Alvania Grease, Sovarex Grease L2 etc.); unsori de rulmenți cu penetrație foarte mare pentru temperaturi ridicate, avînd după necesitate aditiv antioxidant și aditiv de maximă presiune (de tipul Caltex Starfak 2, Esso Fibrax, Impervia FG, Deganol FD 4 etc.).

Necesitatea realizării în țară a acestor unsori a apărut deosebit de urgentă în urma cererii Uzinei de anvelope „Danubiana” utilată cu mașini importate pentru unsori de primul tip menționat și a fabricii de zahăr „Bernath Andrei”, care se mărește și se modernizează cu utilaje din import și care necesită unsori din ultimele două tipuri menționate.

În urma cercetărilor întreprinse la laboratorul rafinăriei „Teleajen” s-au realizat cîteva tipuri de unsori noi, importul nemaifiind astfel necesar.

În cadrul unsorilor speciale pentru rulmenți cu punct ridicat de topire lucrînd în medii oxidante s-a realizat un singur tip avînd următoarele caracteristici :

— punct de picurare, 190°C;
— penetrație la 25°C, 212 mm/10;
— alcalinitate, 0,015%;
— apă, lipsă;
— stabilitate termică și coloidală la 150°C, foarte bună.

Unsoarea este fabricată din acizi grași sintetici saponificați cu hidrat de sodiu și calciu și conține aditiv antioxidant.

Se menționează că această unsoare a fost experimentată la uzinele de anvelope „Danubiana”, fiind utilizată pentru gresarea rulmenților de la calandrul uscătoarelor de cord de la 20 ianuarie la 20 aprilie 1963, adică 2 160 h fără întrerupere, și a asigurat o ungere foarte bună, la o temperatură de 140°C, într-o atmosferă oxidantă de aer fierbinte. Ca unsori pentru rulmenți, cu penetrație mare și temperaturi ridicate, cu și fără aditivi, au fost realizate două tipuri cu aditivi.

Primul tip are următoarele caracteristici :

— punct de picurare, peste 200°C;
— penetrație la 25°C, 278 mm/10;
— stabilitate termică la 140°C, foarte bună.

Unsoarea este fabricată din acizi grași sintetici saponificați cu hidrat de potasiu, conținînd aditiv de presiune maximă.

În ce privește al doilea tip, caracteristicile determinate sînt următoarele :

— punct de picurare, peste 200°C;
— penetrație la 25°C, 286 mm/10;
— stabilitate termică la 140°C, foarte bună.

Unsoarea este fabricată din acizi grași sintetici, saponificați cu hidrat de potasiu. Conține aditiv antioxidant și aditiv de presiune maximă.

În cadrul unsorilor de rulmenți cu penetrație foarte mare pentru temperaturi ridicate, cu aditivi antioxidanți, au fost realizate tot două tipuri de unsori. Pentru una dintre unsorile realizate, caracteristicile sînt :

— punct de picurare, 152°C;
— penetrație la 25°C, 330 mm/10;
— stabilitate termică la 140°C, foarte bună.

Conține aditiv antioxidant și este preparată din acizi grași sintetici saponificați cu hidrat de potasiu.

Pentru cel de-al doilea tip :

— punct de picurare, 163°C;
— penetrație la 25°C, 312 mm/10;
— stabilitate termică la 25°C, foarte bună.

Ca și cea precedentă, ea conține aditivi antioxidanți și este preparată din acizi grași sintetici saponificați cu hidrat de potasiu.

Se precizează că aditivii antioxidanţi şi de extremă presiune sînt preparaţi de industria noastră de petrol, utilizîndu-se ditiofosfatul de zinc, iar ca aditiv de extremă presiune, parafină clorurată.

Trebuie adăugat cu acestă ocazie că unsorile cu puncte ridicate de topire şi penetraţie mare sau foarte mare înlocuiesc în exploatare usorile străine fabricate pe bază de săpun de litiu (metal deficitar).

Uzinele şi fabricile din ţară care importă utilaje tehnice pentru care prescripţiile originale de ungere recomandă gresarea rulmenţilor cu unsorile indicate pot înlocui în exploatare unsorile prescrise cu cele corespunzătoare fabricate în ţară.

CZ 621.791.7 : 614.8

Tehnica securităţii la sudarea electrică, manuală şi automată

Ing. OTTO SCHNABEL

Sursa de căldură la sudarea electrică o constituie arcul electric; acesta poate fi produs de o maşină electrică de curent continuu sau alternativ. În primul caz, alimentarea cu curent continuu se asigură prin intermediul unui generator antrenat de un motor electric de curent alternativ. În al doilea caz, alimentarea se face printr-un transformator special de sudură.

Alimentarea aparatelor de sudură trebuie făcută în mod obligatoriu prin priză şi fişă prevăzută cu contact pentru legătura de protecţie.

În conformitate cu prescripţiile din STAS 2789—50, tensiunea de ieşire la bornele aparatelor de sudură electrică nu trebuie să depăşească 75 V în curent alternativ şi 110 V în curent continuu. Aceste tensiuni însă pot produce, în anumite împrejurări, accidente prin electrocutare. Maşinile de curent continuu pot fi periculoase în special în anumite condiţii nefavorabile, ca: rezistenţă a corpului omenesc mică, umiditate sau temperatură excesivă, mase mari metalice în apropierea locului de sudare etc.

Aparatul de curent alternativ este însă mult mai periculos, deoarece este alimentat în general la o tensiune mai mare decît maşinile de curent continuu, iar intensitatea limită a curentului alternativ de 10 mA considerată ca fiind nepericuloasă, este mai mică decît aceea a curentului continuu, care este de 50 mA.

Agregatele, indiferent dacă sînt transformatoare de sudură sau motoare de curent alternativ care antrenează generatoarele de curent continuu, sînt alimentate de la reţea la tensiunea de 120, 220 sau 380 V.

La deservirea echipamentului electric trebuie să se ia toate măsurile de tehnica securităţii privind instalaţiile electrice cu tensiuni periculoase, cu atît mai mult cu cît, în cele mai numeroase cazuri, sudarea electrică se execută în condiţii nefavorabile.

Înainte de începerea lucrului, este necesar să se verifice starea izolaţiei utilajului de sudură în ceea ce priveşte izolaţia bobinajului faţă de miezul sau carcasa utilajului şi în ceea ce priveşte izolaţia în interiorul înfăşurării. Aceste operaţii se vor executa numai de electricianul de întreţinere. Periodic, trebuie să se facă o încercare la străpungere conform STAS 1893—50. Carcasa utilajelor de sudură, miezul transformatorului, dispozitivul pentru reglarea curentului de sudură, plăcile şi mesele de sudură, atît cele permanente cît şi cele improvizate, trebuie să fie legate la izolaţia de protecţie a unităţii respective prin legare la pămînt sau la instalaţia de protecţie prin legare la conductorul de nul.

Legarea la pămînt a carcaselor metalice, a miezului transformatorului, a mesei de sudură şi a pieselor de sudat are drept scop realizarea protecţiei în cazul străpungerii izolaţiei înfăşurărilor şi al trecerii tensiunii mari în circuitul de sudură. În acest caz, dacă legătura la pămînt este bine executată, se realizează tensiuni de atingere nepericuloase pentru om, iar de cele mai multe ori curenţii de scurgere sînt suficient de mari ca să poată provoca topirea fuzibilelor de la siguranţe sau declanşarea automatelor de protecţie a utilajului de sudură, adică să producă deconectarea maşinii de sudură.

Legarea la pămînt trebuie să se facă cu ajutorul unor cabluri electrice de cupru sau oţel galvanizat, prevăzute cu papuci pentru realizarea unui contact sigur.

Secţiunile conductoarelor de legare la instalaţia de protecţie, precum şi instalaţia de protecţie însăşi, trebuie să satisfacă standardele, normele şi instrucţiunile în vigoare.

Toate aparatele de sudură vor fi prevăzute cu două borne pentru legătura de protecţie, marcate cu roşu, dintre care una va fi fixată de carcasa aparatului, purtînd vizibil inscripţia „PĂMÎNT", iar cealaltă, lîngă bornele de alimentare. Bornele pentru legătura de protecţie se realizează cu şuruburi al căror diametru va fi de cel puţin 10 mm.

Dacă piesa care urmează să fie sudată nu are contact metalic cu masa de sudură legată la pămînt, este obligatorie legarea piesei la pămînt.

În cazul cînd lucrările se execută în mod ocazional, legarea la pămînt trebuie executată înainte de începerea lucrului, iar contactul cu pămîntul se va desface numai după terminarea operaţiei de sudare. În acest caz, legarea la pămînt se realizează cu ajutorul conductoarelor flexibile prevăzute cu cleme, care să asigure un contact perfect la locul de legătură. Conductorul pentru legarea la pămînt trebuie să fie legat la priza de pămînt la o distanţă cît mai mică de locul în care se află instalaţia de sudare.

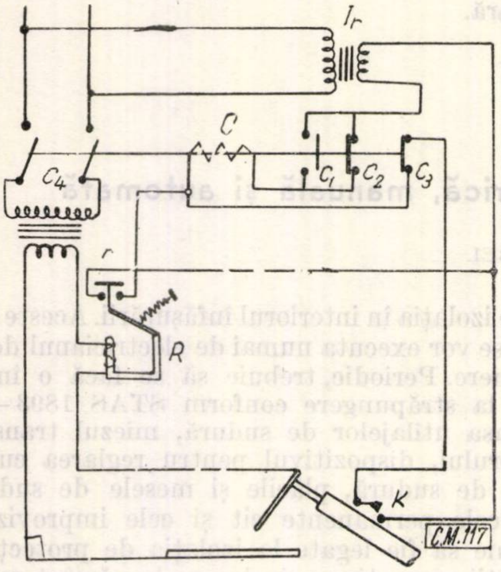


Fig. 1

Bornele de intrare şi ieşire ale transformatorului trebuie să fie marcate vizibil, înscriind lîngă ele tensiunea respectivă.

Inversarea legăturilor poate avea urmări grave, deoarece la mînerul portelectrod apare o tensiune foarte mare, şi anume egală cu tensiunea reţelei înmulţită cu raportul de transformare a transformatorului.

Cablurile mobile care servesc la alimentarea cu curent a postului de sudură trebuie să fie flexibile şi cu izolaţie intactă. Ele trebuie să fie astfel aşezate încît să fie protejate împotriva picăturilor de metal şi a deteriorărilor mecanice datorite circulaţiei mijloacelor de transport sau altor cauze. Se interzice aşezarea cablurilor în şanţuri la un loc cu conductele sau tuburile flexibile prin care se transportă gaze combustibile sau oxigen.

Mînerul portelectrod trebuie să fie astfel întreţinut încît să asigure condiţiile de izolare termică şi electrică necesare, garantînd totodată strîngerea puternică şi înlocuirea rapidă a electrozilor. STAS 5027—55 stabileşte forma şi dimensiunile principale ale mînerelor portelectrod folosite la sudarea electrică curentă, cu răcire artificială a mînerului prin circulaţie de aer şi fără răcire artificială.

La sudarea electrică este necesară o bună organizare a locului de muncă. Astfel, în atelierul de sudură trebuie să se prevadă un sistem de ventilare adecvat, care să asigure eliminarea gazelor toxice din atmosfera încăperii. Se recomandă ca locurile de muncă să fie dotate cu mese speciale de sudură tip ICSPM, prevăzute cu absorbţie locală. Fiecărui sudor trebuie să i se asigure la locul de muncă o suprafaţă liberă de cel puţin 4 m². Pereţii încăperii trebuie să fie construiţi din materiale rezistente la foc, să aibă suprafaţa netedă şi vopsită cu vopsele care conţin alb de titan, alb de zinc etc., care absorb radiaţiile dăunătoare. Acoperişul şi uşile trebuie să fie construite din materiale rezistente la foc.

În timpul lucrului noaptea, locul de muncă trebuie să fie iluminat (cel puţin 100 lucşi), deoarece trecerea bruscă de la lumină la întuneric dăunează ochiului.

Una dintre cele mai periculoase operaţii la sudarea electrică este înlocuirea electrodului consumat. Dacă înlocuirea electrodului se face fără întreruperea prealabilă a alimentării, sudorul este supus la tensiunea de mers în gol a utilajului de sudură, putînd fi accidentat prin electrocutare sau arsuri. Pentru a înlătura aceste deficienţe este necesar ca transformatorul de sudură să fie deconectat automat de la reţea în momentul în care se întrerupe arcul de sudură, reanclanşarea urmînd să aibă loc în momentul începerii propriu-zise a operaţiei de sudare. În modul acesta se evită mersul în gol al transformatorului, fapt care asigură şi o economie apreciabilă de energie electrică.

În figura 1 se prezintă schema electrică a unui dispozitiv pentru înlocuirea nepericuloasă a electrodului, care poate fi adaptat la orice transformator de sudură.

El este construit dintr-un transformator coborîtor de tensiune *Tr* la 24 V, un contactor *C* de 60 A, a cărui bobină este alimentată la 24 V, un releu de curent *R*, un contact de mînă *K*, fixat pe mînerul portelectrod, şi trei contacte C_1, C_2, C_3, acţionate tot de bobina contactorului. Transformatorul *Tr*, a cărui putere este de 60 VA, este alimentat de la reţea şi alimentează la rîndul său bobina contactorului *C*, care comandă contactul C_4 prin care se alimentează transformatorul de sudură.

Releul *R* este montat în circuitul de sudură şi intră în funcţiune la stabilirea curentului de sudură.

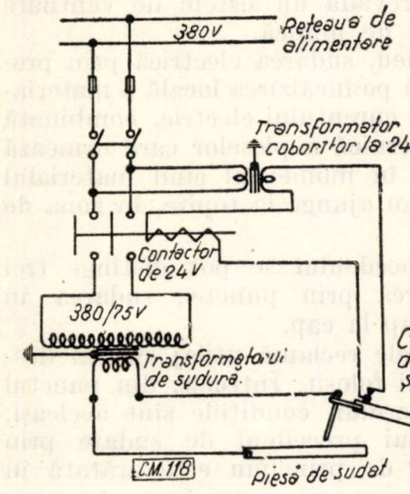
Releul *R* comandă contactul *r* din circuitul bobinei contactorului *C*, menţinînd închis acest circuit şi după ce sudorul nu mai apasă pe contactul *K* al mînerului portelectrod. Contactul *K* intervine numai la începutul operaţiei de sudare.

Dispozitivul funcționează cum se arată în continuare.

La cuplararea contactului K se închide circuitul bobinei C, a transformatorului Tr, prin contactul C_2 normal închis. Bobina C fiind sub tensiune închide contactul C_4, conectînd transformatorul de sudură la rețea. În același timp se deschid contactele C_1 și C_2 și se închide contactul C_1. În momentul începerii operației de sudare se închide și contactul r al releului R. Astfel, circuitul bobinei C continuă să rămînă închis fără ca să fie necesară acțiunea contactului K al mînerului portelectrod. Dacă sudorul întrerupe arcul electric, releul R nu mai are curent și contactul r se deschide, deschizîndu-se totodată și circuitul bobinei contactului C, ceea ce determină întreruperea alimentării transformatorului de la rețea.

Dacă se închide contactul K și nu se sudează, alimentarea este întreruptă, deoarece se deschid contactele C_2 și C_3 prin care se închide circuitul bobinei C; deci electrodul este sub tensiune numai în timpul în care se sudează. Acest dispozitiv asigură o protecție totală, însă prezintă dezavantajul că nu poate fi construit cu ușurință de către orice sector de întreținere.

În figura 2 se prezintă schema electrică a unui dispozitiv care poate reprezenta un prim pas de îmbunătățire a protecției la sudarea electrică.



380V
Rețeaua de alimentare
Transformator coborîtor la 24 V
Contactor de 24 V
380/75V
Transformatorul de sudură
Clapetă de contact de la mînerul cleștelui
Cleștele de sudură
Piesă de sudat
CM 118

Fig. 2

Pentru realizarea dispozitivului sînt necesare următoarele elemente: un transformator pentru 24 V cu o putere de 60 VA; un contactor bipolar de 24 V și de 60 A; un mîner portelectrod special cu clapetă de contact.

Mînerul portelectrod liber 5 nu este sub tensiune, deci asigură protecția atît la înlocuirea electrodului de sudură, cît și atunci cînd este lăsat pe masa de sudură 6. Electrodul se află sub tensiune numai atunci cînd sudorul apasă pe clapeta de contact 4 a mînerului portelectrod.

La începerea operației de sudare se apasă clapeta de contact 4, închizîndu-se circuitul bobinei contactorului 3 de 60 A, alimentat de la transformatorul 2 de 24 V și 60 VA. Prin alimentarea bobinei contactorului se închid contactele acestuia prin care se alimentează transformatorul de sudură 1, deci contactorul comandă circuitul primarului transformatorului de sudură. Acest fapt mai prezintă avantajul că atît timp cît nu se sudează, transformatorul nu funcționează în gol, ceea ce reprezintă o economie importantă de energie, contribuind totodată la îmbunătățirea factorului de putere al rețelei cos φ.

La înlocuirea electrodului, sudorul este nevoit să ia mîna de pe clapetă și deci să întrerupă alimentarea transformatorului de sudură. Toate părțile conductoare de curent (contactele, punctele de legătură, conductoarele de comandă și de alimentare etc.), inclusiv cele din circuitul de 24 V, trebuie să fie bine izolate.

În ce privește măsurile de tehnica securității, sudorii electrici și ajutoarele lor trebuie să fie instruiți temeinic asupra măsurilor de electrosecuritate. Pentru a preveni pericolul de electrocutare, sudorii și ajutoarele lor vor sta pe platforme izolante sau pe covorașe de cauciuc atunci cînd execută lucrări de sudare în încăperi umede. Nu este permisă efectuarea acestor lucrări în aer liber pe timp de ploaie sau umezeală.

O atenție deosebită trebuie acordată atunci cînd se execută lucrări de sudare în cazane, rezervoare sau construcții metalice. În acest caz trebuie să se ia măsuri suplimentare. Astfel, la sudarea în vase metalice (cazane, rezervoare etc.), sudorii vor purta măști izolante cu aducție de aer curat din exterior și vor fi echipați cu centuri de siguranță legate cu frînghii al căror capăt liber va fi lăsat în exterior sub supravegherea unui muncitor, pentru a se putea interveni imediat în caz de nevoie. Înainte de începerea lucrului se vor lua măsuri de prevenire a exploziilor, dacă recipientele au conținut materii inflamabile sau acizi, spălîndu-le cu apă și aburindu-le pînă la îndepărtarea totală a substanțelor conținute.

După fiecare oră de lucru, sudorul va ieși din cazan timp de 10—15 min, pentru odihnă, într-un loc cu aer curat.

Locul de muncă trebuie să fie iluminat la 12 V. Toate părțile corpului trebuie să fie bine acoperite pentru a nu veni în contact cu masa metalică a recipientului.

La executarea lucrărilor de sudare la înălțime, sudorii vor respecta măsurile speciale de tehnica securității pentru lucrul la înălțime. La înălțimi mai mari decît 3 m, purtarea centurii de siguranță este obligatorie. În timpul lucrului se vor respecta prescripțiile prevăzute de NCPI.

Atît sudorii şi ajutoarele lor, cît şi muncitorii de la locurile de muncă vecine, vor fi protejaţi împotriva efectului nociv al radiaţiilor arcului electric. Arcul electric este însoţit de radiaţii infraroşii şi ultraviolete, precum şi de raze de lumină puternice, care exercită o acţiune dăunătoare asupra ochilor şi asupra pielii. Protecţia sudorilor şi a ajutoarelor lor este asigurată de echipamentul de protecţie (mănuşi, şorţ, ghetre sau jambiere) şi în special de masca de sudură prevăzută cu filtre (geamuri) de protecţie corespunzătoare.

Pentru alegerea filtrelor de protecţie se fac următoarele recomandări de utilizare:

Marcaj	*Utilizare*
1	Pentru sudarea cu electrozi înveliţi, cu diametrul pînă la 3,25 mm, şi sudări de poziţie.
2	Pentru sudarea cu electrozi, cu diametrul de la 3,25 mm la 5 mm, la lucrări în locuri deschise şi în aer liber (lucrări de montaj).
3	Pentru sudarea cu electrozi, cu diametrul de peste 3,25 mm, la lucrări în locuri închise (hale, boxe etc.).

Protecţia muncitorilor din jur se asigură prin izolarea locului de muncă unde se sudează cu paravane confecţionate în acest scop, prevăzute cu inscripţia „Nu te apropia!", „Nu privi arcul electric cu ochii neprotejaţi!".

Înainte de începerea lucrului este necesar ca sudorul să verifice dacă în apropiere se află persoane neprotejate, avertizînd pe cei din jur înainte de amorsarea arcului electric.

În ultimii ani s-au dezvoltat foarte mult procedeele mecanice de sudare, care asigură atît un randament ridicat, cît şi îmbinări de cea mai bună calitate.

Un procedeu de sudare de înaltă productivitate este sudarea sub strat de flux. Operaţia de sudare este preluată în întregime de un agregat mobil, care se deplasează în lungul muchiilor ce se asamblează, pregătite în prealabil pentru sudare. În figura 3 se arată schema de funcţionare a agregatului mobil de sudură tip TS-11 de construcţie sovietică.

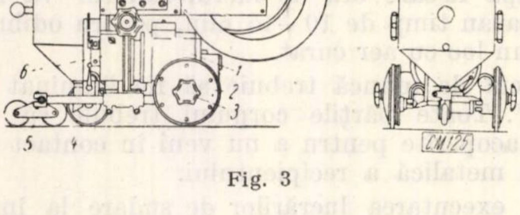


Fig. 3

Agregatul se compune dintr-un cărucior prevăzut cu roţile 4 şi roţile de înaintare 2 care se rotesc sub acţiunea motorului electric 1. Dispozitivul cu roţi de palpare 5 asigură deplasarea în lungul îmbinării. Cu ajutorul rozetei 3 se decuplează sau se cuplează roţile de înaintare cu mecanismul de antrenare. Pulberea de flux, depozitată în vasul 7, se scurge printr-un jgheab în zona de sudare, astfel încît arcul electric, format între materialul sudat şi sîrma de sudură 8, se formează sub stratul de flux, fiind izolat de mediul exterior. Întreţinerea arcului electric este asigurată de mecanismul de înaintare a sîrmei de sudură, care derulează sîrma de pe caseta 10 în măsura în care ea se consumă în procesul de sudare.

Acest procedeu asigură viteze de sudare de 20 şi 45 m/h, curentul variind între 50 şi 1 000 A.

Exploatarea acestui utilaj de sudură implică măsuri de protecţie speciale.

Astfel, datorită curenţilor electrici mari, 500—1 000 A, sînt necesare pregătirea şi instruirea temeinică, din punctul de vedere al electrosecurităţii, a muncitorilor care deservesc instalaţia.

Pentru a preîntîmpina electrocutările cauzate de străpungeri de izolaţii sau atingeri accidentale, întreaga instalaţie trebuie să fie legată la pămînt. Cînd se lucrează concomitent cu mai multe agregate, distanţa dintre două tractoare consecutive nu trebuie să fie mai mică decît 2 m.

Din cauză că, în componenţa fluxurilor folosite, intră substanţe care au o influenţă dăunătoare asupra organismului, de exemplu bioxidul de siliciu, fluorura de calciu, etc., este necesar să se prevadă un sistem de ventilare eficient la locul de muncă.

Un alt procedeu, sudarea electrică prin presiune, se bazează pe încălzirea locală a materialelor cu ajutorul curentului electric, combinată cu presarea puternică a pieselor care urmează să fie îmbinate în momentul cînd materialul devine plastic sau ajunge la topire, în zona de contact.

În cadrul procedeului se pot distinge trei variante: sudarea prin puncte; sudarea în linie; sudarea cap la cap.

Toate variantele reclamă utilaj special destinat procedeului folosit. Întrucît, din punctul de vedere al lucrului, condiţiile sînt aceleaşi, se descrie numai procedeul de sudare prin puncte. Schema de principiu este arătată în figura 4.

Piesele 1 şi 2 de sudat se aşază în poziţia dorită şi se presează cu forţa P între electrozii 3 ai maşinii. Cînd se cuplează transformatorul 4, piesele se încălzesc puternic în zona de contact a electrozilor. De regulă, încălzirea are loc pînă la topirea materialului aflat în centrul acestei zone, moment în care alimentarea cu energie electrică se întrerupe automat. Se obţine astfel o îmbinare punctiformă 5.

Dacă maşina este prevăzută cu role drept electrozi care presează între ele piesele de sudat şi dacă ele sînt deplasate cu o viteză constantă, se realizează un şir de puncte de sudură foarte apropiate care formează o sudură continuă.

La sudarea cap la cap, piesele se fixează cap la cap în mașina de sudură și se presează puternic. La conectarea transformatoarelor de sudură, suprafețele de contact se încălzesc puternic : materialul devenind plastic sau ajungînd la topire în zona de presare, se realizează sudarea monolită pe toată suprafața.

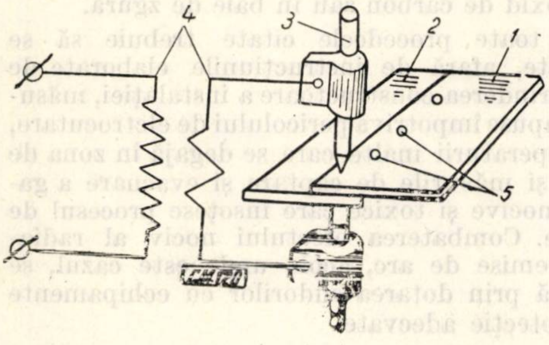


Fig. 4

Muncitorii care lucrează la aceste mașini trebuie să fie protejați printr-un ecran transparent împotriva scînteilor ce apar în momentul sudării. În rest, trebuie să se respecte măsurile de protecție prescrise pentru sudarea electrică.

Schema de principiu a procedeului de sudare cu hidrogen atomic apare în figura 5.

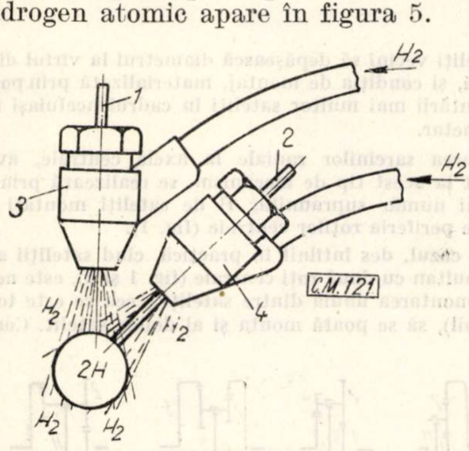


Fig. 5

În ajutajele 2 și 4 ale arzătorului sînt montați concentric electrozii de wolfram 1 și 2. Prin ajutaje se debitează hidrogen la presiunea de 0,5 kgf/cm². Arcul electric se formează între electrozii de wolfram, într-o atmosferă de hidrogen. Sub acțiunea arcului electric, moleculele de hidrogen se descompun în atomi care, venind în contact cu piesele de sudat reci, trec din nou în hidrogen molecular, degajînd energia acumulată în procesul de desociere. Se obțin astfel temperaturi de 3 700 și 3 800°C.

La amorsarea arcului de sudură, curenții de hidrogen trebuie să se scurgă cu viteza normală prin ajutaje deoarece, în caz contrar, arcul electric nu se mai formează în mediul de hidrogen, producîndu-se fuziunea superficială a electrozilor de wolfram, fapt ce determină și vicierea puternică a atmosferei în zona de lucru.

Tensiunea de amorsare a arcului trebuie să fie de cel puțin 300 V, scăzînd apoi în timpul lucrului la 100–120 V. În felul acesta, la acest procedeu de sudare, sudorul este expus unui pericol mai mare de electrocutare decît în cazul sudării obișnuite cu arc electric.

La sudarea cu hidrogen atomic, electrozii servesc numai la formarea arcului electric și la întreținerea acestuia. Materialul de adaos se topește dintr-o vergea metalică pe care sudorul o ține într-o mînă, în timp ce cu cealaltă ține mînerul special portelectrod. Din cauza tensiunii electrice mari și din cauza temperaturii înalte, mîna sudorului care ține vergeaua de material de adaos trebuie să fie protejată cu o mănușă specială. Pentru a-l feri pe sudor de acțiunea curentului electric la amorsarea și întreținerea arcului electric, mînerul special portelectrod este prevăzut cu un dispozitiv de blocare.

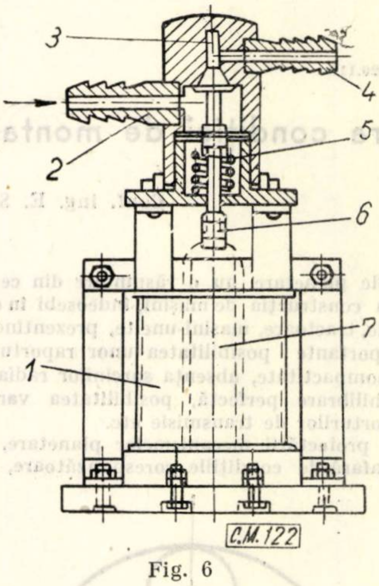


Fig. 6

Deoarece hidrogenul în amestec cu aerul formează amestecuri explozive, în concentrații de 4,1–80%, trebuie să se respecte condițiile speciale de lucru impuse de NPCI și de normele de tehnica securității referitoare la utilizarea gazelor combustibile.

Instalația de alimentare cu hidrogen trebuie să fie perfect etanșă. Alimentarea cu hidrogen trebuie să înceteze în momentul întreruperii arcului electric. Pentru aceasta, se folosește supapa automată electromagnetică pentru închiderea conductei de alimentare cu hidrogen (fig. 6).

Funcţionarea acestei supape este simplă. Hidrogenul intră în supapă prin niplul *2*, trece apoi prin supapa conică *3*, care se închide sub acţiunea arcului *5*, şi iese prin niplul *4*, trecînd mai departe spre portelectrod.

Supapa este ţinută deschisă de electromagnet, deoarece tija ei este cuplată cu miezul *7* al electromagnetului. Cînd arcul electric este întreţinut sau cînd se scurtcircuitează electrozii în momentul amorsării lui, bobina electromagnetului este pusă sub tensiune şi atrage miezul *7*, învingînd rezistenţa arcului *5* care tinde să ţină închisă supapa conică *3*. În această situaţie, hidrogenul poate ajunge în ajutajele arzătorului. Cînd arcul se întrerupe, se întrerupe şi alimentarea bobinei electromagnetului, iar supapa sub acţiunea arcului *5* se închide, oprind trecerea hidrogenului spre arzător.

La exploatarea, transportul şi depozitarea buteliilor pentru hidrogen, în care acesta se găseşte comprimat la o presiune de 150 kgf/cm², trebuie să se respecte NPCI, NTS şi instrucţiunile DGMSI.

Există şi alte procedee de sudare electrică, cum ar fi : sudarea în mediu protector de argon, de bioxid de carbon sau în baie de zgură.

La toate procedeele citate trebuie să se respecte, afară de instrucţiunile elaborate de întreprinderea constructoare a instalaţiei, măsurile impuse împotriva pericolului de elctrocutare, a temperaturii înalte care se degajă în zona de lucru şi măsurile de captare şi evacuare a gazelor nocive şi toxice care însoţesc procesul de sudare. Combaterea efectului nociv al radiaţiilor emise de arc, acolo unde este cazul, se asigură prin dotarea sudorilor cu echipamente de protecţie adecvate.

PENTRU tînărul inginer

CZ 621.833.6 : 629.113

Asupra condiţiei de montaj la mecanismele planetare cu sateliţi dubli

Conf. ing. E. SILIANU şi şef lab. ing. P. ALEXANDRU
Institutul politehnic – Braşov

Mecanismele planetare au o răspîndire din ce în ce mai largă în construcţia de maşini, îndeosebi în construcţia de automobile, tractoare, maşini-unelte, prezentînd o serie de avantaje importante : posibilitatea unor raporturi mari de transmisie, compactitate, absenţa sarcinilor radiale la axele centrale, echilibrare perfectă, posibilitatea variaţiei fără şocuri a raporturilor de transmisie etc.

În cadrul proiectării mecanismelor planetare, trebuie să se respecte, afară de condiţiile corespunzătoare, în general mecanismelor de transmisie, o serie de condiţii specifice : condiţia de coaxialitate a roţilor centrale, condiţia de vecinătate a sateliţilor, care precizează că distanţa dintre axele a doi sateliţi vecini să depăşească diametrul la vîrful dinţilor satelitului, şi condiţia de montaj, materializată prin posibilitatea montării mai multor sateliţi în cadrul aceluiaşi mecanism planetar.

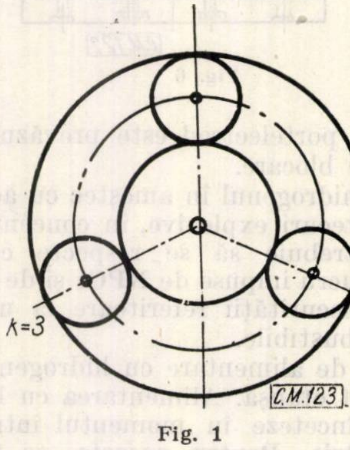


Fig. 1

Eliminarea sarcinilor radiale la axele centrale, avantaj important la acest tip de mecanism, se realizează prin folosirea unui număr supraunitar R de sateliţi montaţi echidistant pe periferia roţilor centrale (fig. 1).

Pentru cazul, des întîlnit în practică, cînd sateliţii angrenează simultan cu două roţi centrale (fig. 1 şi 2), este necesar ca după montarea unuia dintre sateliţi (ceea ce este totdeauna posibil), să se poată monta şi al doilea satelit. Condiţia ca şi cel de-al doilea satelit să se poată monta, angrenînd simultan cele două roţi centrale, poartă numele de condiţie de montaj. Tipurile de mecanisme planetare simple, la care sateliţii angrenează simultan două roţi centrale, sînt prezentate în figura 2.

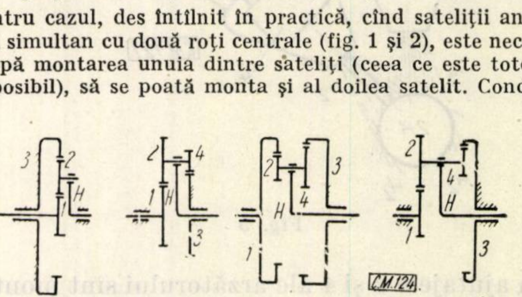


Fig. 2

Pentru cazul mai general al sateliţilor dubli, relaţia care exprimă condiţia de montaj se determină în cazul următoarelor ipoteze :

— toate blocurile de sateliţi dubli sînt identice (posibil la lucrul în serie pe dispozitive), avînd marcată o anumită direcţie caracteristică, de exemplu direcţia după care se suprapun axele dinţilor celor două roţi care formează blocul de sateliţi ;

— se consideră o dispoziţie uniformă a sateliţilor pe periferia roţilor centrale.

Se ia în considerare tipul de mecanism (fig. 2, *d*) care conţine atît o angrenare interioară, cît şi una exterioară.

Se presupune condiţia de montaj satisfăcută şi că, la montarea blocului de sateliţi *m*, direcţia caracteristică a acestui bloc coincide cu OO_1'. La montarea blocului de sateliţi *n*, (posibilă prin ipoteză) în cazul cel mai general, direcţia caracteristică nu va mai coincide cu OO_1'', ci va fi orientată după rr'.

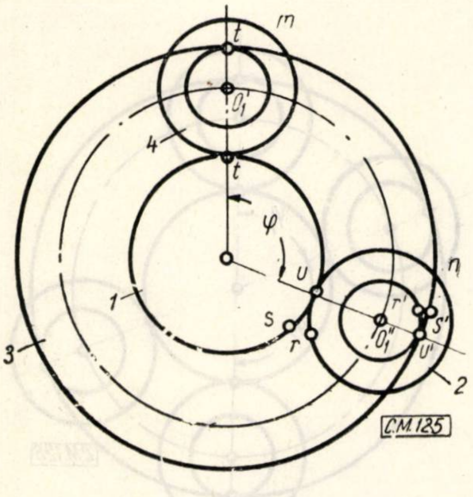


Fig. 3

Notînd cu *s* şi *s'* punctele de pe cercurile de rostogolire a roţilor 1 şi 3 care coincid în timpul angrenării cu *r*, respectiv *r'*, rezultă :

$$\breve{us} = \breve{ur} \qquad \breve{ts} = Ap_1$$

$$\breve{u's'} = \breve{u'r'} \qquad \breve{t's'} = Bp_3$$

unde *A* şi *B* sînt numere întregi oarecare ; p_1 şi p_3 — pasul angrenajului 1—2, respectiv 3—4.

$$\breve{tu} = \frac{p_1 z_1}{k} \; \breve{t'u'} = \frac{p_3 z_3}{k} \text{ cînd } \varphi = \frac{2\pi}{k}.$$

De pe figură rezultă :

$$\breve{su} = \breve{ts} - \breve{tu} = A\,p_1 - \frac{p_1 z_1}{k}$$

$$\breve{s'u'} = \breve{t'u'} - \breve{t's'} = \frac{p_3 z_3}{k} - Bp_3.$$

$$\frac{Ap_1 - \dfrac{p_1 z_1}{k}}{\dfrac{p_3 z_3}{k} - Bp_3} = \frac{\breve{su}}{\breve{s'u'}} \text{ sau } \frac{A - \dfrac{z_1}{k}}{\dfrac{z_3}{k} - B} = \frac{z_2}{z_4} \text{ relaţie independentă}$$

de p_1 şi p_3.

Sub altă formă :

$$Az_1 + Bz_2 = \frac{z_1 z_4 + z_2 z_3}{k}.$$

Notînd cu *D* cel mai mic multiplu comun al numerelor z_2 şi z_4, se poate scrie :

$$\lambda k = \frac{z_1 z_4 + z_2 z_3}{D}, \tag{1}$$

unde λ este un număr întreg.

Relaţia 1 exprimă condiţia de montaj pentru mecanismul din figura 2, *d*.

Pentru mecanismele din figura 2, *b* şi 2, *c*, pe aceeaşi cale se obţine :

$$\lambda k = \frac{z_1 z_4 - z_2 z_3}{D} \tag{2}$$

şi deci pentru cazul general al mecanismelor planetare simple cu sateliţi dubli :

$$\lambda k = \frac{z_1 z_4 \pm z_2 z_3}{D}. \tag{3}$$

Relaţia 3 se poate scrie :

$$\lambda k = \frac{z_1 z_4}{D} i_{1H}, \tag{4}$$

unde $i_{1H} = 1 \pm \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4}$ reprezintă raportul de transmisie de la roata 1 la braţul *H*.

La mecanismul din figura 2, *d*, făcînd $z_2 = z_4$, se obţine mecanismul din figura 2, *a*.

Relaţia 1 devine în acest caz :

$$z_1 + z_3 = \lambda k, \tag{5}$$

relaţie valabilă pentru mecanismele planetare cu satelit simplu de tipul celui din figura 2, *a*, dată în literatura de specialitate [3].

La mecanismele din figura 2, *b* şi 2, *c*, în cazul particular cînd $z_1 = z_4$ şi $z_2 = z_3$, condiţia de montaj 2 corespunzătoare devine :

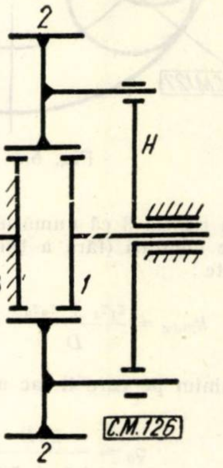


Fig. 4

$$\lambda k = \frac{z_1^2 - z_2^2}{D} = \frac{(z_1 + z_2)(z_1 - z_2)}{D}$$

şi deci pentru montaj este suficient să fie satisfăcută una dintre condiţiile :

$$z_1 + z_2 = \lambda k$$
$$\text{sau } z_1 - z_2 = \lambda k. \tag{6}$$

Un caz particular pentru mecanismul din figura 2,*b* şi 2,*c*, care permite totdeauna montarea mai multor sateliţi dubli, este cel din figura 4 în care $z_2 = z_4$.

Condiția de montaj 2 devine în acest caz:

$$\lambda k = z_1 - z_3. \qquad (7)$$

Făcînd $\lambda = 1$, rezultă pentru numărul de sateliți valorile:

$$k = 2 \text{ pentru } z_1 = z_3 \pm 2,$$

$$k = 3 \text{ pentru } z_1 = z_3 \pm 3.$$

Valorile mai mari decît 3 pentru diferența $z_1 - z_3$ nu se iau deoarece deplasările de profil corespunzătoare roților 1 și 3 ar fi prea mari.

În figura 4 s-a considerat cazul $k = 2$. Raportul de transmitere la acest mecanism este:

$$i_{H1} = \frac{z_1}{z_1 - z_3}. \qquad (8)$$

În practica de proiectare se pot întîlni cazuri care necesită o repartizare neuniformă a sateliților.

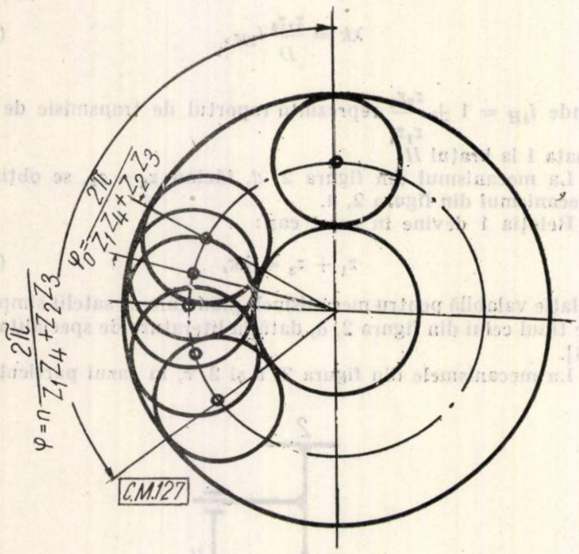

$\varphi_0 = \frac{2\pi}{Z_1Z_4+Z_2Z_3}$
$\varphi = n\frac{2\pi}{Z_1Z_4+Z_2Z_3}$
C.M.127

Fig. 5.

Se vede din relația 3 că numărul maxim de sateliți care pot fi teoretic montați (fără a ține seamă de condiția de vecinătate) este:

$$k_{max} = \frac{z_1 z_4 \pm z_2 z_3}{D} \quad \text{cînd } \lambda = 1,$$

iar unghiul minim pe care îl fac axele a doi sateliți vecini va fi:

$$\varphi_0 = \frac{2\pi D}{z_1 z_4 \pm z_2 z_3},$$

deci unghiul real dintre doi sateliți trebuie să fie multiplu de φ_0.

Pentru precizarea noțiunilor definite se consideră un exemplu numeric pentru un mecanism de tipul celui din figura 2, *d*.

Se presupune:

$$z_1 = 61; \; z_2 = 31; \; z_3 = 119; \; z_4 = 29.$$

Condiția de montaj pentru acest caz va fi:

$$\lambda k = \frac{z_1 z_4 + z_2 z_3}{D} \qquad \lambda k = 5\,458 \qquad \lambda k = 22\,729.$$

Rezultă ca posibilă dispoziția uniformă a doi sateliți. Din condiția de vecinătate rezultă însă și posibilitatea utilizării unui număr mai mare de sateliți (fig. 6), de exemplu patru.

Utilizarea a patru sateliți se poate face dacă se ține seamă ca unghiul dintre axele sateliților să fie multiplu de φ_0.

$$\varphi_0 = \frac{2\pi}{z_1 z_4 \pm z_2 z_3}; \; \varphi = M\varphi_0; \quad \varphi_0 = \frac{360°}{k_{max}} = \frac{360°}{5458};$$

$$\varphi_1 = M_1 \frac{360°}{5\,458} = 81°58'1''; \; \varphi_2 = M_2 \frac{360°}{5\,458} = 90°1'59''.$$

Sateliții, deși nu sînt echidistanți, își anulează doi cîte doi eforturile radiale asupra axelor centrale.

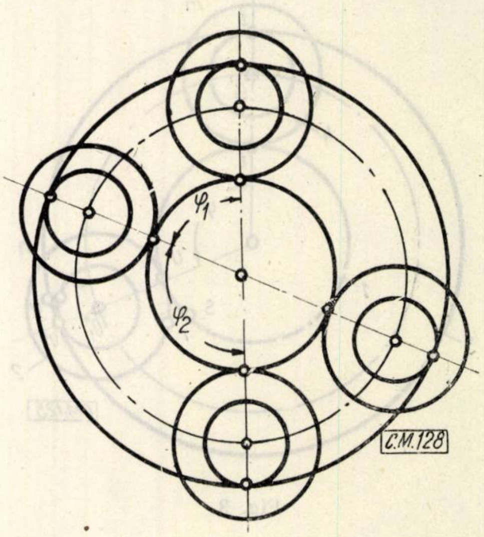


Fig. 6

O asemenea repartizare neuniformă a sateliților în care ei se echilibrează doi cîte doi este posibilă numai atunci cînd k_{max} este număr par, deoarece în acest caz se poate găsi oricînd un număr par de sateliți care să fie dispuși neuniform la unghiuri $\varphi_i = M_i \varphi_0$.

Sub aspect tehnologic există posibilitatea teoretică a montării mai multor sateliți dubli chiar fără a respecta condiția de montaj în cazul cînd blocul de sateliți format din două roți dințate separate se solidarizează prin nituire (fig. 7).

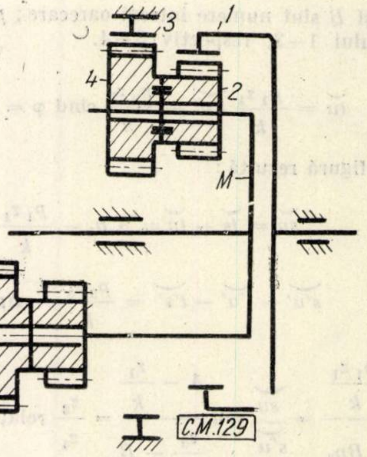


Fig. 7

Realizarea acestei operații astfel ca toți sateliții să fie egal încărcați este dificilă, cere mînă de lucru calificată, iar la reparații duce la complicații importante. În consecință nu se recomandă această metodă.

O altă posibilitate de montare este cea a rotirii braţului *H*. După ce se montează primul bloc de sateliţi cu direcţia caracteristică, de exemplu după OO_1, se roteşte braţul portsatelit cu unghiul $\varphi = \frac{2\pi}{k}$ sau $\varphi + A_1$, unde A_1 este un număr întreg de rotaţii, pînă cînd roţile centrale 1 şi 3 ocupă aceeaşi poziţie relativă ca în momentul în care s-a montat primul bloc. Acest procedeu necesită instrucţiuni suplimentare pentru montaj şi prezintă importanţa unei forme a condiţiei de montaj [1].

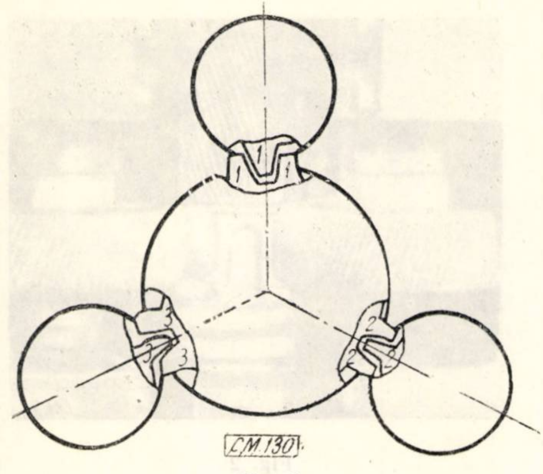


Fig. 8

Cel mai comod procedeu este cel al marcării dinţilor roţii centrale între care trebuie să se găsească un anumit dinte (marcat şi el) al blocului de sateliţi. Marcajul se prevede pe desenul de execuţie. Acest procedeu este folosit cu succes şi de Uzina de tractoare Braşov, la tractorul U 600.

---

[1] *Petrov, C. N.* Precizarea calculului reductoarelor planetare în funcţie de condiţiile de montare a sateliţilor. În : Vestnik maşinostroenia, nr. 8, 1961, p. 10–11.

[2] *Maier, B.* Dispunerea mai multor sateliţi la mecanismele planetare. În : Construction, nr. 2, 1961.

[3] *Dobrovolski, V. V.* Teoria mehanizmov. Moscova, Maşghiz, 1953.

CZ 621.834

Metode avansate de fabricare a roţilor dinţate

Ing. LUCIA LAŞCU-SIMION
ITCME

Dezvoltarea industriei constructoare de maşini, rolul ei în economia naţională şi greutatea specifică crescîndă a angrenajelor cu performanţe ridicate în construcţia modernă de maşini impun o revizuire a tehnologiei clasice de prelucrare a roţilor dinţate.

În prezent, la noi în ţară, marea majoritate a roţilor dinţate sînt produse cu ajutorul maşinilor-unelte aşchietoare, bazate pe diferite procedee de danturare. Deşi prelucrarea roţilor dinţate pe aceste utilaje a ajuns la un înalt grad de tehnicitate, ea continuă încă să rămînă o metodă costisitoare şi de productivitate relativ mică. Din practica uzinelor se ştie că, la prelucrarea angrenajelor după tehnologia clasică de aşchiere, un procent de circa 40 % din metal se transformă în aşchii. Afară de aceasta, tăierea metalului pentru a se forma profilul dintelui duce la slăbirea rezistenţei acestuia.

În ultimul timp, au căpătat o largă răspîndire metodele tehnologice noi, care permit să se obţină roţi dinţate cu caracteristici bune atît din punctul de vedere al rezistenţei danturii, cît şi al preciziei de execuţie.

În articol se vor prezenta, succint, cîteva dintre aceste metode de realizare a roţilor dinţate după procedee tehnologice noi, şi anume :

a) imprimarea danturii la cald, prin rostogolire ;

b) matriţarea danturii la cald ;

c) fabricarea roţilor dinţate din pulberi sinterizate.

Realizările de pînă acum arată că utilizarea acestor metode avansate de fabricare a roţilor dinţate duce la importante economii de materiale şi manoperă, precum şi la îmbunătăţirea calităţilor de rezistenţă a angrnajelor.

În cazul roţilor dinţate de precizie, întrebuinţarea noilor procedee pentru obţinerea semifabricatelor care urmează să fie prelucrate pe maşinile-unelte aşchietoare a dat cele mai bune rezultate, în special în industria constructoare de tractoare şi autovehicule.

Experienţa uzinelor de tractoare din Harkov şi Celiabinsk, ,,Krasnîi metallist'' din oraşul Konotop, uzina de automobile ,,Lihaciov'' — din U.R.S.S., a uzinelor ,,Csepel'' — din R.P.U. şi ,,Metaz'' — din R.S.C., cum şi a altor uzine constructoare de maşini, care au asimilat noile tehnologii pentru prelucrarea roţilor dinţate, arată înalta lor eficacitate economică.

A. *Imprimarea danturii la cald, prin rostogolire*

În ultimii ani se acordă din ce în ce mai multă atenţie obţinerii roţilor dinţate la cald, cu imprimarea danturii prin rostogolire între două roți-sculă, metodă care are următoarele avantaje față de prelucrarea prin așchiere: *a* — productivitate mare; *b* — simplitatea și universalitatea mașinilor și sculelor; *c* — proprietăți mecanice superioare ale roților, și *d* — lipsa pierderilor de metal sub formă de așchii.

Procedeul de imprimare a danturii la cald, prin rostogolire, are două scheme tehnologice, și anume:

1) din semifabricat-bară sau pachet de semifabricate, cu deplasare axială între roțile-sculă, pentru module mai mici decît 4 mm;

2) din semifabricate individuale, cu avans radial al roților-sculă.

Prima metodă este utilizată pentru realizarea roților cilindrice cu dinți drepți și înclinați. În cazul celei de-a doua metode se pot realiza și roți dințate conice cu dantura dreaptă, înclinată sau curbă.

Prima metodă este întrebuințată pentru prelucrarea roților dințate de formă constructivă simplă (fig. 1).

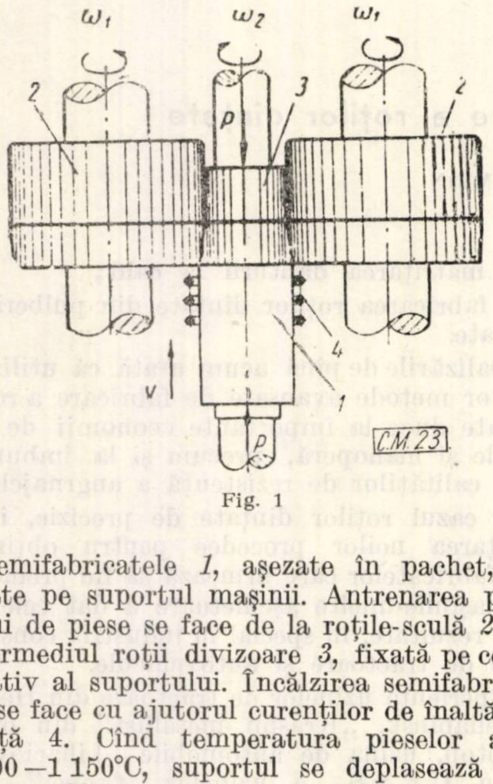


Fig. 1

Semifabricatele *1*, așezate în pachet, sînt fixate pe suportul mașinii. Antrenarea pachetului de piese se face de la roțile-sculă *2*, prin intermediul roții divizoare *3*, fixată pe centrul rotativ al suportului. Încălzirea semifabricatului se face cu ajutorul curenților de înaltă frecvență 4. Cînd temperatura pieselor atinge 1 100—1 150°C, suportul se deplasează după săgeata *V* între cele două roți-sculă, care se rotesc și ai căror dinți imprimă, prin deformare plastică, dantura de profilul dorit pe semifabricat.

În timpul rostogolirii semifabricatului, distanța dintre axele roților-sculă rămîne constantă.

Procesul de imprimare a danturii la cald, după acest procedeu, pe mașina tip TKBMM-22 (TNIITMAS) este arătat în figura 2.

Diametrul interior al semifabricatelor se află din calcul și apoi se corectează, pentru fiecare tip de roată dințată, pe bază de experiențe, iar grosimea se stabilește avîndu-se în vedere prelucrarea ulterioară a roții, după rularea la cald.

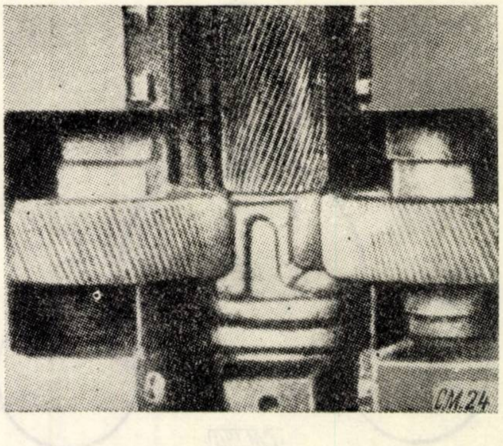


Fig. 2

Viteza de avans a pieselor, în timpul rostogolirii semifabricatului, este astfel aleasă încît timpul de trecere prin inductor să fie suficient pentru ca temperatura piesei să atingă nivelul cerut. Viteza de avans axial a pachetului de semifabricate este factorul de bază care determină productivitatea procedeului. Pentru imprimarea danturii la cald a unor roți dințate cu module între 1,5 și 3 mm, semifabricatele rotindu-se cu 30—40 rot/min, viteza de avans este 6—8 m/s. Cu acești parametri, productivitatea mașinii tip TKBMM-22, pentru roți dințate cu 15 dinți și modul 1,5 mm, este de 100 bucăți/h. Astfel, productivitatea noului procedeu este de zece ori mai mare decît a procesului tehnologic clasic de așchiere.

Metoda de imprimare a danturii la cald, prin rostogolire, asigură nu numai o înaltă productivitate, ci și o precizie satisfăcătoare a roților dințate, obținîndu-se rezultate care pot fi încadrate în clasa de precizie 8 GOST 1643-56 (STAS 6273-607).

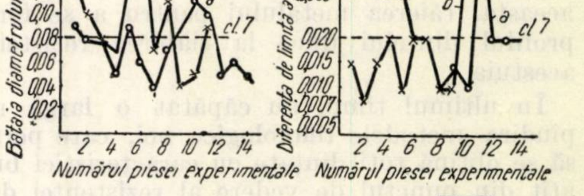


Fig. 3

Rezultatele măsurărilor efectuate asupra unui lot de roţi dinţate, la uzina KEMZ din oraşul Konotop — U.R.S.S., cu $m = 1,5$ mm, $Z_1 = 44$ — *a* — şi $ZZ_2 = 57$ — *b* —, sînt arătate în figura 3.

Deformarea plastică a metalului, care are loc la formarea dinţilor imprimaţi la cald, creează condiţii pentru ridicarea caracteristicilor de rezistenţă ale danturii roţilor dinţate. Rezultatele experimentării pe bancul de probă a unui angrenaj danturat la cald, în comparaţie cu altul executat prin frezare, sînt arătate în figura 4 (*1*—uzura dintelui frezat; *2*—uzura dintelui imprimat la cald, prin rostogolire).

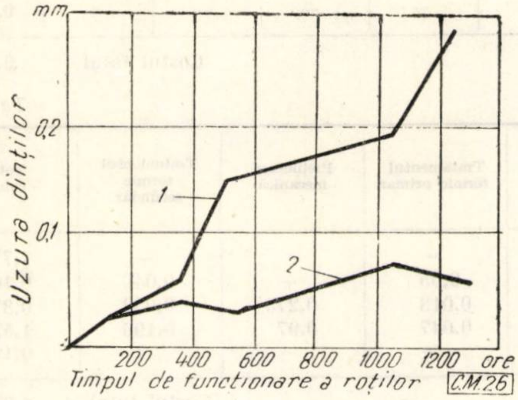


Fig- 4

Datele cu privire la uzura angrenajelor cu dantura imprimată la cald au fost verificate şi în condiţii de exploatare. Astfel, în cazul electroburelor miniere, prin utilizarea roţilor dinţate avînd dantura executată după noua tehnologie s-a realizat o scădere de circa 50% a consumului de piese de schimb.

Roţile-sculă ale maşinii tip TKBMM-22 sînt executate din oţel 5HNT, durabilitatea lor fiind de 6 000—8 000 bucăţi roţi, în comparaţie cu durabilitatea unei freze-melc de 900—1 000 bucăţi roţi dinţate.

Cea de-a doua metodă de imprimare a danturii la cald, prin rostogolire, din semifabricate individuale, cu avans radial al roţilor-sculă, este întrebuinţată pentru danturarea roţilor cu forme constructive complexe şi modul peste 4 mm. Schema de lucru este arătată în figura 5.

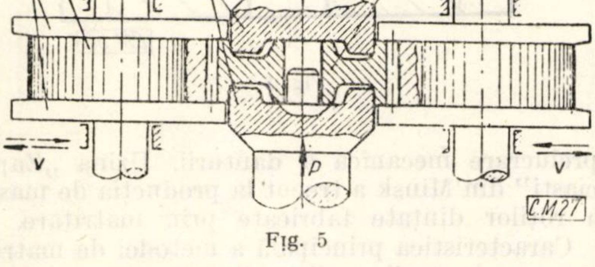


Fig. 5

Semifabricatul *1* este centrat pe dornul maşinii şi antrenat în mişcarea de rotaţie de către unul dintre electromotoarele acesteia. Roţile dinţate-sculă *2* au o mişcare de rotaţie în jurul axei şi avans radial către semifabricat. Pentru împiedicarea curgerii laterale a metalului, pe feţele frontale ale sculelor sînt montate discurile limitatoare *4*. Semifabricatul este prins cu ajutorul discurilor de fixare *3*.

După încălzirea semifabricatului cu CIF pînă la temperatura de 1 100—1 150°C, intră în funcţiune mecanismul de avans al roţilor-sculă şi se produce imprimarea danturii.

Acest procedeu este întrebuinţat la uzinele de tractoare din Celiabinsk şi Harkov — U.R.S.S. Astfel, la Celiabinsk, pe utilajul TKBMM-13 (TNIITMAS) se fabrică roţi dinţate cu module pînă la 10 mm şi diametrul exterior pînă la 600 mm, care după imprimarea danturii la cald sînt supuse unei operaţii suplimentare de frezare.

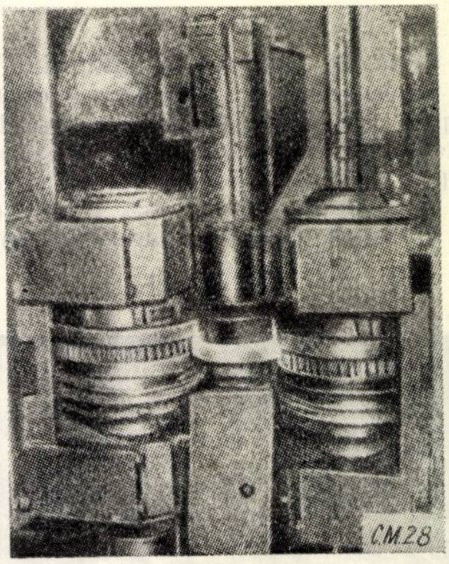


Fig. 6

În figura 6 este arătată maşina tip TKBMM-13, în timpul funcţionării.

Analiza de preţ a unei roţi dinţate cu $m = 7$ mm şi $Z = 28$, executată la uzina de tractoare din Celiabinsk prin frezarea danturii şi prin imprimarea danturii la cald, arată că preţul de cost al piesei executate prin cea de-a doua metodă scade de la 4,02 ruble la 3,48 ruble (tabelele 1 şi 2).

Confecţionarea roţii dinţate prin frezarea danturii duce la un coeficient de utilizare a metalului de 53%, iar prin imprimarea danturii la cald, cu finisare ulterioară prin frezare, coeficientul de utilizare a metalului creşte la 69%.

Tabela 1

Denumirea cheltuielilor	Pregătirea materialului	Forjarea	Imprimarea danturii la cald	Tratamentul termic primar	Prelucrarea mecanică	Tratamentul termic secundar	Total ruble
Material	1,377		—	—	—	—	1,377
Combustibil și energie	0,02	0,05	0,028	0,05	—	0,046	0,194
Salariul	0,013	0,04	0,022	0,013	0,24	0,032	0,36
Regie atelier	0,037	0,27	0,093	0,047	0,715	0,188	1,35
Regie uzină	—	—	—	—	—	—	0,202
						Costul total	3,48

Tabela 2

Denumirea cheltuielilor	Pregătirea materialului	Forjarea	Tratamentul termic primar	Prelucrare mecanică	Tratamentul termic secundar	Total ruble
Material	1,773	—	—	—	—	1,773
Combustibil și energie	0,02	0,05	0,05	—	0,046	0,166
Salariul	0,013	0,04	0,013	0,273	0,032	0,371
Regie atelier	0,037	0,27	0,047	0,97	0,196	1,52
Regie uzină	—	—	—	—	—	0,19
					Costul total	4,02

La uzina de automobile „Lihaciov", aplicarea procedeului de imprimare a danturii la cald, prin rostogolire, la fabricarea roților dințate conice cu dinți curbi de la transmisiile principale ale automobilelor ZIL-51 și GAZ-61, a dus la economisirea a circa 4 kg oțel aliat Cr-Ni, la fiecare piesă. În figura 7 este reprezentată mașina (construcție NIIT Avtoprom), pe care se realizează imprimarea la cald a danturii curbilinii, la roțile conice.

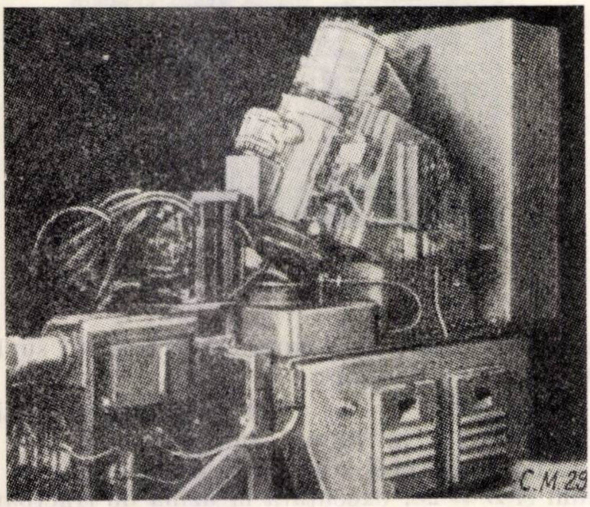


Fig. 7

B. *Matrițarea la cald a danturii*

Un alt procedeu de realizare a danturii roților dințate, prin deformare plastică, este matrițarea la cald în matrițe speciale în care este imprimat profilul danturii.

Această metodă cunoaște o răspîndire deosebită în R.S.C. și U.R.S.S. Astfel, la uzina „Metaz" din Praga, metoda de matrițare a danturii este aplicată la producția de serie a pinioanelor și coroanelor dințate ale universalelor pentru mașini-unelte. După matrițare, atît pinioanele cît și coroanele nu suferă nici o

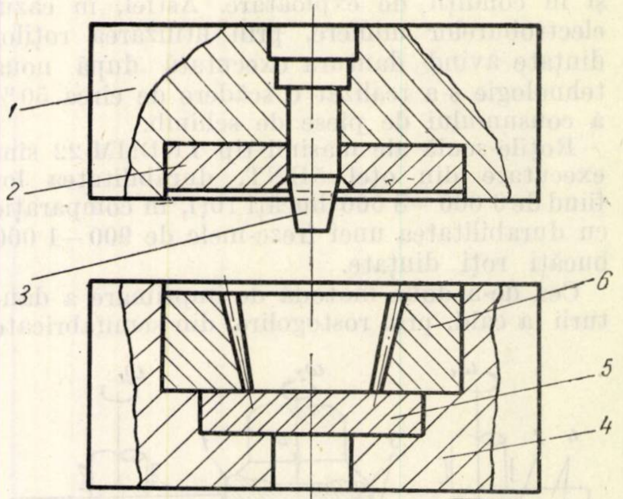


Fig. 8

prelucrare mecanică a danturii. Uzina „Zapciasti" din Minsk a trecut la producția de masă a roților dințate fabricate prin matrițare.

Caracteristica principală a metodei de matrițare a danturii roților dințate o constituie realizarea celei mai favorabile direcții a fibrajului metalului, obținîndu-se ca, în dinte, fibrajul să meargă de la cap spre picior și nu de-a lungul dintelui, ca în cazul roților prelucrate mecanic, din bară.

Modul de presare diferă la roțile conice față de cele cilindrice. Roțile conice au o formă care este foarte avantajoasă pentru prelucrarea în matrițe. De asemenea, la forjarea roților conice se pot aplica toate regulile cunoscute, în general, pentru forjarea în matrițe, ca, de exemplu, regulile de forjare brută și calibrare precisă. Dacă înălțimea roții conice este mare față de diametru, dinții sînt așezați în partea inferioară a matriței (fig. 8), iar dacă roata are diametrul mare (coroană dințată), dinții sînt așezați în partea superioară a matriței.

În figura 8 este prezentată o matriță pentru forjarea roților dințate conice mici.

Economiile de material care se realizează la fabricarea unei roți dințate conice cu dinți presați, față de cele cu dinți prelucrați prin așchiere, sînt ilustrate în figura 9.

În cazul frezării acestei roți este nevoie de 0,800 kg material, iar timpul necesar pentru prelucrarea acesteia este de 60 min; la presarea roții în matriță sînt de ajuns numai 0,400 kg material, iar timpul necesar pentru confecționare scade la 8 min. Economia reprezintă, așadar, 50 % din material și 77 % din manoperă.

Roțile dințate cilindrice nu pot fi presate în matriță prin procedeul uzual. Aceasta se poate face numai în cazuri excepționale, cînd este vorba de roți subțiri. Aplicarea înclinațiilor respective la dinții acestor roți duce la adaosuri mari de prelucrare, ele trebuind să fie dispuse după cum este arătat în figura 10.

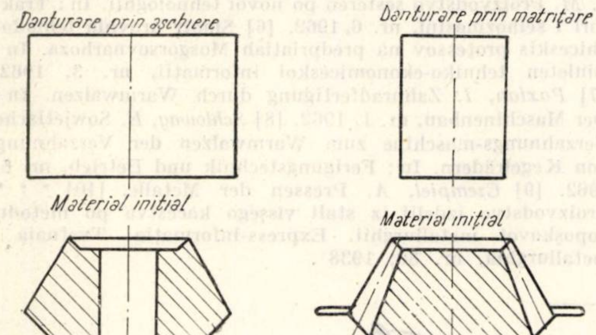

Danturare prin așchiere
Danturare prin matrițare
Material inițial
Material inițial
Semifabricatul înainte de danturare
Roată dințată după matrițare
Roată dințată după danturare
Roată dințată după debavurare și găurire
CM31

Fig. 9

De aceea, forjarea economică a roților dințate cilindrice trebuie să se realizeze practic fără înclinații, ceea ce duce la necesitatea folosirii unor aruncătoare la presele pe care se execută forjarea.

Roțile mai mari pot fi produse prin presarea oțelului în stare plastică, în manșoane, astfel ca materialul să pătrundă în matriță în direcția radială, pînă în cavitățile care corespund formei dinților (fig. 11 : *1* — poanson ; *2* — matriță).

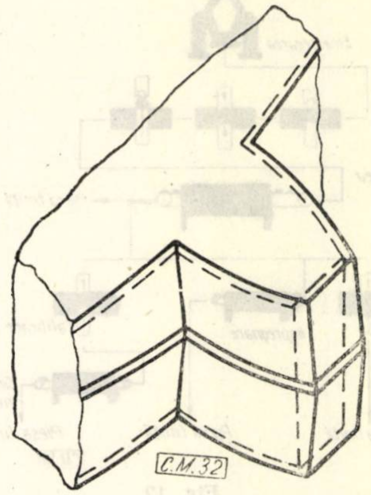


Fig. 10

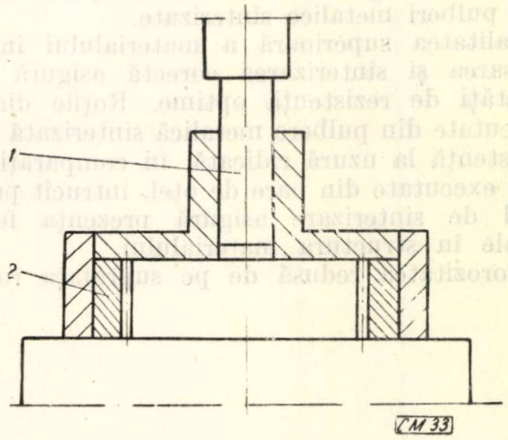


Fig. 11

Forjarea în matriță a roților dințate cilindrice mari trebuie luată în considerare numai cînd sînt urmărite calități excepționale ale acestora.

C. *Fabricarea roților dințate din pulberi metalice sinterizate*

În țările cu industrie dezvoltată, metalurgia pulberilor ocupă un loc din ce în ce mai important în diferite domenii, numărul reperelor fabricate din pulberi sinterizate crește, iar cercetările întreprinse aduc elemente noi care contribuie la lărgirea domeniului de aplicare a acestei tehnologii.

Aplicarea noului procedeu la fabricarea roților dințate permite realizarea acestora fie direct în stare finită, fie necesitînd numai operaţii reduse de finisare.

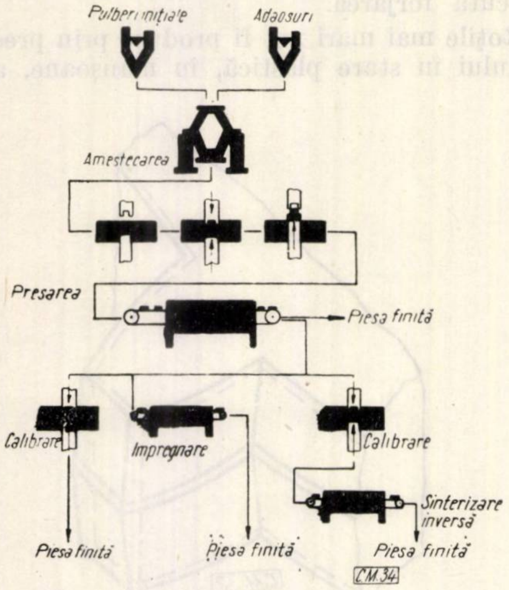


Fig. 12

Tehnologia de sinterizare se caracterizează prin simplitate, productivitate mare, nu necesită utilaje complexe şi suprafaţă productivă mare. În figura 12 este reprezentat schematic procesul tehnologic de fabricare a roţilor dinţate din pulberi metalice sinterizate.

Calitatea superioară a materialului iniţial, presarea şi sinterizarea corectă asigură proprietăţi de rezistenţă optime. Roţile dinţate executate din pulbere metalică sinterizată au o rezistenţă la uzură ridicată, în comparaţie cu cele executate din bare de oţel, întrucît procedeul de sinterizare asigură prezenţa feritei moale în structura materialului.

Porozitatea redusă de pe suprafaţa roţilor permite o mai bună reţinere a lubrifianţilor, în timpul funcţionării.

Experimentările executate la Institutul politehnic din Minsk – U.R.S.S., pe bancul de probă, şi la uzina de tractoare din Harkov – – U.R.S.S., în condiţii de exploatare, au arătat că roţile dinţate obţinute din pulberi metalice sinterizate au lucrat 25 000 – 30 000 h.

Roţile dinţate sinterizate se execută cu o economie importantă de metal şi manoperă. Astfel, consumul de metale se reduce cu circa 60% şi preţul de cost de aproximativ patru ori, pentru fiecare roată dinţată. Deşeurile rămase la realizarea pieselor prin sinterizare sînt de numai 3%.

Ultimele două procedee au început să fie aplicate cu succes şi la noi în ţară.

Astfel, uzinele „Tractorul" şi „Steagul roşu" din Braşov şi uzina „23 August" din Bucureşti au început producţia în serie după aceste procedee a unor roţi dinţate, rezultatele obţinute fiind promiţătoare atît din punctul de vedere al calităţii, cît şi al preţului de cost.

---

[1] * * * Progresivnîie metodî proizvodstva zubciatîh koleos i ih tehnologhicinosti. Moskva, Maşghiz, 1962. [2] *Polovnikov, V. V.* Izgotovlenie ţilindriceskih zubciatîh koles prokatkoi. [3] *Kuzmin, A. D.* O napravleniah razvitia tehnologhiceskogo proţessa izgotovlenia ţilindriceskih subciatîh koleos prokatkoi. In: Vestnik maşinostroienia, nr. 5, 1962. [4] *Podoghijin, A. A.* Vajneişie robotî ENIMS-a vîpolnennîe v 1961 g. În: Stanki i instrument, nr. 6, 1962. [5] *Kabelski, I. M.* Proizvodstvo şesteren po novoi tehnologhii. In: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 6, 1962. [6] Smotr urovnia tehnologhiceskis proţessov na predpriatiah Mosgorsovnarhoza. In: Biuleten tehniko-ekonomiceskoi informaţii, nr. 3, 1962. [7] *Paxian, I.* Zahnradfertigung durch Warmwalzen. In: Der Maschinenbau, nr. 1, 1962. [8] *Schlowag, E.* Sowjetische Verzahnungs-maschine zum Warmwalzen der Verzahnung von Kegelrädern. In: Ferigungstechnik und Betrieb, nr. 6, 1962. [9] *Czempiel, A.* Pressen der Metalle. [10] * * * Proizvodstvo izdelii iz stali vîsşego kacestva po metodu popoşkovoi metallurghii. Express-informaţia. Tvetnaia metallurghia, nr. 30, 1938 .

Documentare

Alegerea dimensiunilor constructive şi a parametrilor de lucru pentru segmenţii motoarelor de automobil

A. V. ADAMOVICI

In: Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 2, 1963.

Justa alegere a parametrilor segmenţilor pentru motoare condiţionează funcţionarea lor corespunzătoare şi, de asemenea, permite uzinelor specializate să unifice la maximum producţia, trecînd ulterior la producţia automată.

În U.R.S.S. s-au stabilit, prin GOST 846-48, parametri care asigură capacitatea de lucru a segmenţilor. Totuşi, parametrii standardizaţi nu oferă posibilitatea unificării segmenţilor. Astfel, GOST-ul nu reglementează o serie de parametri, cum sînt presiunea specifică dezvoltată de segment pe cilindru, tensiunea de lucru, conicitatea suprafeţei de lucru, dimensiunea rostului de dilatare în stare de funcţionare, înălţimea, grosimea radială, numărul de segmenţi pe piston, dimensiunea ferestrelor pentru scurgerea uleiului etc.

Date find volumul ridicat al producţiei de segmenţi şi cerinţele înalte în ceea ce priveşte precizia de fabricaţie, este necesar să se introducă normative pentru calculul şi fixarea parametrilor segmenţilor.

Domeniul de variaţie a parametrilor segmenţilor utilizaţi la motoarele construite în U.R.S.S. este prezentat în tabela 1. Tipurile constructive de segmenţi utilizaţi la motoarele

de automobile sînt prezentate în figura 1. La segmenţii de compresie, frîna de bază este plană *1*, din care derivă segmentul trapezoidal *2*, segmentul torsional *3* — care realizează înclinarea suprafeţei de lucru faţă de cilindru în timpul funcţionării — segmentul cu suprafaţa de lucru conică *4* şi segmentul cu muchie de raclare *5*. La segmenţii de ungere se disting două tipuri : cu axul circular şi ferestre *6* şi cu muchie de raclare, montaţi cîte doi în acelaşi canal din pistonul *7*.

Tabela 1

Parametrul	Motoare cu aprindere prin scînteie	Motoare cu aprindere prin comprimare
Presiunea specifică p, kgf/cm² :		
— segmenţi de compresie	1,12 — 2,76	2,64 — 3,52
— segmenţi de ungere	1,60 — 4,15	4,23 — 6,53
Tensiunea de lucru la segmenţii de compresie σ_f, kgf/mm²	15,5 — 31,0	42,3
Tensiunea în timpul montajului segmenţilor de compresie pe piston σ_m, kgf/mm²	25,2 — 49,4	27,4
Raportul dintre diametrul cilindrului şi grosimea radială a segmentului D/t	19,8 — 26,3	25
Înălţimea segmentului h, mm :		
— segmenţi de compresie	2,0 — 3,0	3,5
— segmenţi de ungere	4,0 — 5,0	6,5
Jocul dintre segment şi fundul canalului din piston, mm	0,25 — 1,93	0,95 — 1,22
Înălţimea ferestrei pentru scurgerea uleiului, mm	0,9 — 2,0	2,7
În % din înălţimea segmentului	22,5 — 40,0	41,5
Înălţimea muchiei de lucru la segmenţii de ungere, mm	0,5 — 1,0	1,0
Numărul segmenţilor de compresie	2—3	3
Numărul segmenţilor de ungere	1—2	2
Rostul de dilatare în stare de montaj Δ, mm	0,15 — 0,80	0,45 — 0,65

Schema de calcul al segmenţilor este redată de GOST 7295-54.

Conform acestuia, modulul de elasticitate al materialului segmentului este dat de relaţia :

$$E = 14{,}2\,\frac{Q}{h\,(f - \Delta)}\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \quad (1),$$

în care : D este diametrul cilindrului ; t — grosimea radială a segmentului ; h — înălţimea segmentului ; Δ — rostul de dilatare în stare de funcţionare ; f — rostul de dilatare în stare liberă.

Forţa tangenţială aplicată la extremităţile deschiderii rezultă din relaţia :

$$Q = p\,\frac{hD}{2} \quad (2),$$

în care p este presiunea specifică dezvoltată de segment pe cilindru.

Aceste relaţii stabilesc legătura dintre rostul de dilatare în stare liberă, presiunea specifică şi forţa tangenţială.

Cu mărimea rostului f care asigură presiunea specifică maximă p_{max}, corespunzătoare dimensiunilor maxime ale secţiunii segmentului, h_{max} şi t_{max}, se determină prin relaţia (1) forţa tangenţială Q, a cărei valoare se compară cu Q_{min}, determinată prin relaţia (2), pentru presiunea specifică minimă p_{min}. Pentru modulul de elasticitate se admite valoarea 9 500 kgf/mm².

Dacă rezultă $Q = Q_{min}$, nu se pot admite variaţii importante ale modulului de elasticitate, deci se impun cerinţe deosebite materialului segmentului şi tehnologiei de turnare.

Valoarea minimă admisibilă a modulului de elasticitate este dată de relaţia :

$$E_{min} = 9\,500\,\frac{Q_{min}}{Q}. \quad (3)$$

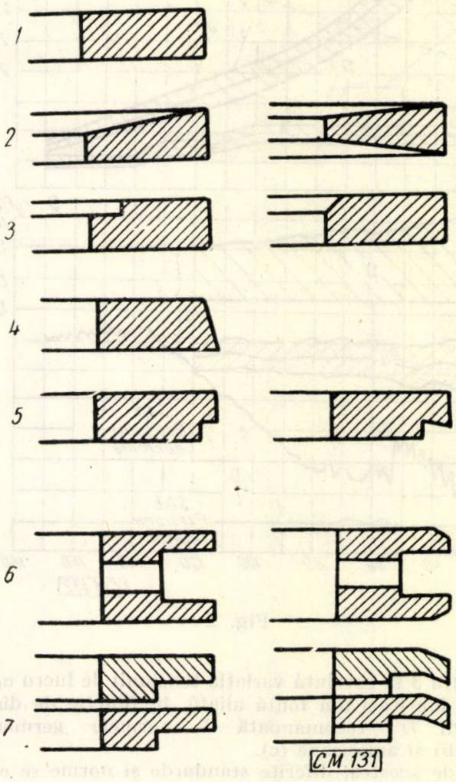


Fig. 1

Este necesar, de asemenea, ca tensiunea de lucru a segmentului şi tensiunea în timpul montajului pe piston, în secţiunea încărcată la maximum — în dreptul rostului de dilatare — să nu depăşească valorile admisibile pentru materialul respectiv. Aceste tensiuni sînt date de relaţiile :

$$\sigma_f = 0{,}42\,\frac{Et\,(f - \Delta)}{(D - t)^2}, \quad (4)$$

$$\sigma_m = \frac{2{,}5\,E\left(1 - 0{,}115\,\dfrac{f}{t}\right)}{\left(\dfrac{D}{t} - 1\right)^2}. \quad (5)$$

Determinarea dimensiunilor geometrice ale segmentului se efectuează ţinînd seamă de aceste considerente. Pentru încadrarea valorilor presiunii specifice şi tensiunilor în limitele admisibile se acţionează numai asupra grosimii radiale t, putîndu-se normaliza înălţimea h.

La alegerea parametrilor de lucru ai segmenţilor trebuie să se aibă în vedere şi experienţa acumulată în practică, concretizată în standarde şi norme.

Astfel, în figura 2 se prezintă variaţia presiunii specifice dezvoltate de segmenţii de compresie pe cilindru, p, şi a raportului dintre diametrul cilindrului şi grosimea radială a segmentului, D/t, în funcţie de diametrul cilindrului D — după recomandările standardului german DIN 73102 (a), normei germane TE (b), normelor interne ale firmei NOVA (c), standardului englez CMMT nr. 21 (d) şi ale normelor americane SAE (e). Se observă o variaţie descrescătoare a presiunii specifice cu creşterea diametrului cilindrului, în timp ce raportul D/t acuză o uşoară creştere sau este constant ceea ce indică o oarecare majorare a valorii absolute a grosimii radiale.

Un fenomen analog se poate constata şi la segmenţii de compresie, la care presiunea specifică se alege mai mare, depinzînd şi de profilul segmentului.

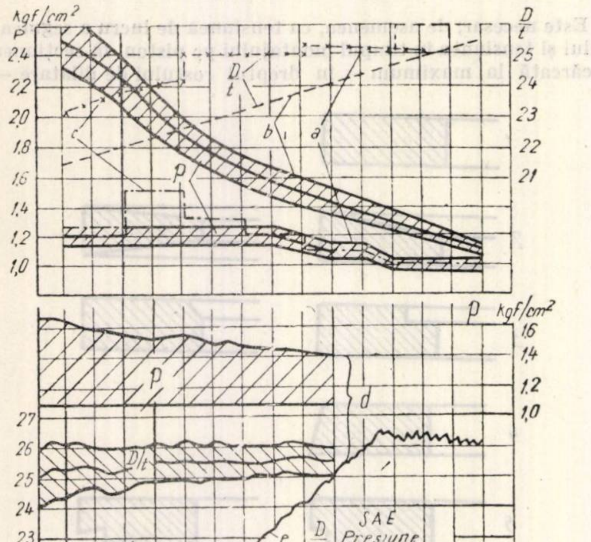


Fig. 2

În figura 3 se prezintă variaţia tensiunii de lucru σ_f a segmenţilor fabricaţi din fontă aliată, în funcţie de diametrul cilindrului D — recomandată de normele germane (a), engleze (b) şi americane (c).

Afară de acestea, diferite standarde şi norme se ocupă şi de alţi parametri şi dimensiuni ale segmenţilor, constituind îndreptare pentru proiectare. Există, de asemenea, standarde care stabilesc toate dimensiunile tipurilor de segmenţi fabricaţi în ţările respective. Exemple : standardul german DIN,

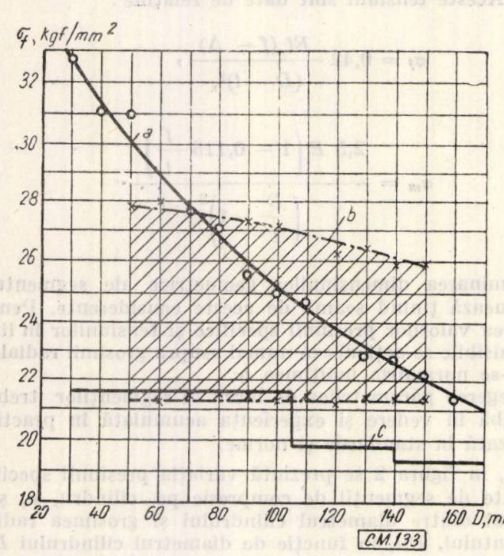
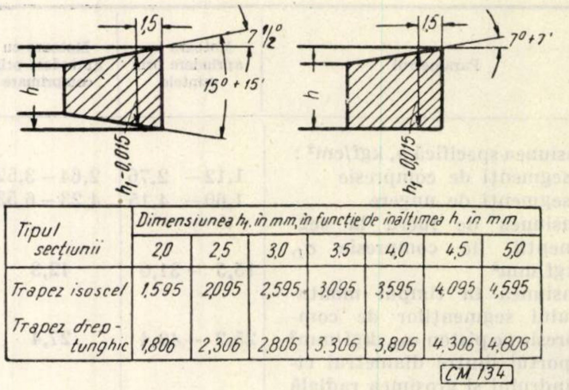


Fig. 3

standardele cehoslovace. În sfîrşit, alte normative sînt destinate unor probleme speciale : dimensiunile segmenţilor trapezoidali (fig. 4) sau ale segmenţilor torsionali (fig. 5).

Pe baza practicii în construcţia de segmenţi din U.R.S.S. şi a datelor furnizate de standardele şi normele din diferite ţări se pot face recomandările următoare, în ceea ce priveşte parametrii şi dimensiunile segmenţilor :

a. Presiunea specifică la segmenţii de compresie pentru motoarele cu aprindere prin scînteie : 1,5—2,5 kgf/cm², iar pentru motoarele cu aprindere prin comprimare : 2,5—4,5 kgf/cm². La segmenţii de ungere, respectiv 2,5—3,5 şi 2,5—4,5 kgf/cm². În cazul segmenţilor de compresie cu muchie de



Tipul secţiunii	Dimensiunea h₁, în mm, în funcţie de înălţimea h, în mm						
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Trapez isoscel	1,595	2,095	2,595	3,095	3,595	4,095	4,595
Trapez dreptunghic	1,806	2,306	2,806	3,306	3,806	4,306	4,806

Fig. 4

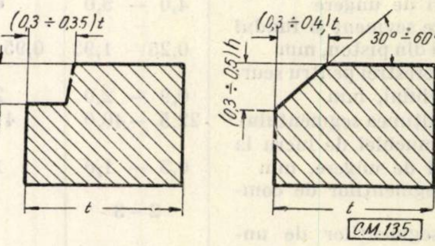


Fig. 5

raclare se poate admite ridicarea presiunii specifice pînă la valoarea corespunzătoare segmenţilor de ungere.

b. Tensiunea de lucru a segmenţilor fabricaţi din fontă slab aliată, pînă la 30 kgf/mm².

c. Înălţimea segmenţilor de compresie : 2 ; 2,5 şi 3 mm, iar a segmenţilor de ungere : 4 ; 5 şi 6,5 mm.

d. Înălţimea ferestrelor pentru scurgerea uleiului : 0,3—0,4 din înălţimea segmenţilor de ungere.

e. Cîmpul de toleranţe la înălţimea segmentului : $^{-0,010}_{-0,022}$ (TE) ; $^{-0,008}_{-0,022}$ (SAE — pentru segmenţi cu diametrul pînă la 150 mm).

f. Grosimea radială : 0,04—0,05 din diametrul cilindrului.

g. Jocul dintre segment şi fundul canalului din piston : 0,5—1,5 mm.

h. Diametrul fundului canalului (conform normelor americane) : segmenţii de compresie

$$D' = [D - (2\,t + x\,D + 0{,}5)] - 0{,}025, \qquad (6)$$

segmenţii de ungere

$$D' = [D - (2t + x\,D + 1{,}5)] - 0{,}025, \qquad (7)$$

în care : D este diametrul cilindrului ; t — grosimea radială ; x — coeficient egal cu 0,006 pentru pistoane de aluminiu şi 0,004 pentru pistoane de fontă.

i. Mărimea rostului de dilatare, determinată cu segmentul montat în cilindru, pentru diametrul cilindrului mai mic decît 100 mm : 0,25—0,50 mm, iar pentru diametrul cilindrului egal sau mai mare decît 100 mm : 0,4—0,7 mm.

Îmbunătăţirea reglării temperaturii motoarelor Diesel J. G. Bisiker, J. L. Benford. În : The Institution of Mechanical Engineers. Proceedings of the automobile division, nr. 8, 1961—1962.

Reglarea efectivă a temperaturii fluidului răcitor reduce uzura şi măreşte economicitatea motorului, permite încălzirea mai eficientă a cabinei autovehiculului şi a parbrizului, ceea ce măreşte siguranţa la mers.

La autovehicule, reglarea temperaturii motorului se realizează după cum urmează : *1* — un termostat cu burduf sau cu ceară reglează cantitatea de apă ce trece prin radiator ; *2* — jaluzele comandate automat reglează suprafaţa efectivă de radiaţie a radiatorului ; *3* — un ventilator comandat automat reglează debitul de aer pe suprafeţele radiante atît ale radiatorului, cît şi ale motorului însuşi.

Motorul cu aprindere prin scînteie are randament termic mai scăzut decît cel cu aprindere prin comprimare şi prin urmare cantitatea de căldură care trebuie dispersată de către sistemul de răcire este mai mare. La motorul Diesel randamentul termic este superior, iar la sarcini parţiale cantitatea de căldură care trece prin pereţi poate deveni prea redusă pentru menţinerea unor temperaturi adecvate ale cămăşilor de cilindri. Temperatura ideală a apei de răcire în vecinătatea imediată a pereţilor cilindrilor este de 60°C sau mai mult, iar diferenţa de temperatură dintre ieşirea şi intrarea fluidului răcitor este ideal să nu depăşească circa 6°C. Folosirea la motorul Diesel a unui ventilator asociat cu radiator de mare suprafaţă de răcire agravează suprarăcirea motorului şi chiar cu termostatul închis se poate produce o suprarăcire considerabilă datorită pierderii de căldură prin radiaţie, convecţie şi conductibilitate chiar de la motorul însuşi. Acest proces de suprarăcire are un caracter deosebit de complex. O suprarăcire suplimentară apare la funcţionarea cu frînă de motor, cînd se aspiră numai aer în motor, arderea nemaiavînd loc, împrejurare care nu se produce în motorul cu aprindere prin scînteie. Analiza condiţiilor de exploatare arată că există o durată însemnată a funcţionării motorului la sarcini parţiale şi deci cu temperaturi joase ale fluidului răcitor.

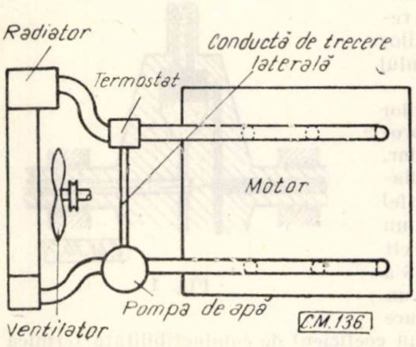


Fig. 1

Înzestrarea sistemului de răcire cu echipamente auxiliare pentru reglarea temperaturii trebuie să conducă la o încălzire rapidă şi la menţinerea temperaturilor adecvate ale fluidului răcitor în condiţiile variaţiei sarcinii şi turaţiei, cu evitarea atingerii de „vîrfuri" în condiţii grele şi de „găuri" în condiţii uşoare de încărcare.

Încercările au demonstrat că astfel de proprietăţi sînt rareori dacă nu chiar niciodată realizate cînd singurele mijloace de reglare a temperaturii sînt termostatul şi husele standard.

Fiind extrem de important de a împiedeca cît se poate de mult intrarea unor cantităţi mari de apă răcită din radiator în motor, lucru posibil mai ales imediat după deschiderea termostatului şi închiderea trecerii laterale, se înţelege că arhitectura şi capacitatea conductelor de trecere laterală (fig. 1) au o influenţă deosebită asupra temperaturilor de intrare în motor.

În sistemele de răcire cu apă sub presiune, este esenţial ca termostatul să nu fie sensibil la variaţiile de presiune. Această condiţie nu este îndeplinită de termostatele cu burduf, ci numai de cele cu ceară. Acestea din urmă au însă o inerţie termică ceva mai mare decît primele, ceea ce le face mai puţin sensibile la variaţiile de temperatură. Experienţele au arătat că această din urmă comportare nu este totdeauna un dezavantaj.

S-au efectuat încercări numeroase în toate anotimpurile şi pe şosele cu rampe mari, în trafic aglomerat, precum şi pe autostrăzi.

Comparaţia între comportarea termostatului cu burduf (fig. 2) şi a celui cu ceară (fig. 3), pe acelaşi motor, în condiţii similare de funcţionare, permite să se tragă concluzia că cel de-al doilea este net superior primului : durată mult mai scurtă de încălzire şi nivel termic general al motorului mai înalt. În ambele figuri curbele pline arată temperatura apei la ieşirea din motor, curbele punctate pe aceea de la ieşirea din radiator, t_t este temperatura la care termostatul este reglat să se deschidă, $d_î$ şi d_d sînt parcursurile cu încărcătură, respectiv fără încărcătură, *s* este perioada de staţionare a autovehiculului (nu şi a motorului) în care se efectuează descărcarea încărcăturii şi *MA* este perioada în care motorul este oprit (injecţia de combustibil tăiată). Din acest punct de vedere, termostatul cu ceară este superior deoarece temperaturile de ieşire din radiator au fost adesea sub 30°C, în timp ce temperaturile la ieşirea din motor erau sub aceea de deschidere a termostatului (fig. 3). Aceste încercări pun în evidenţă şi limitările pe care şi cel mai bun termostat le are în ceea ce priveşte reglarea temperaturilor în perioada de încălzire, de descărcare a încărcăturii şi de funcţionare fără încărcătură, mai ales iarna.

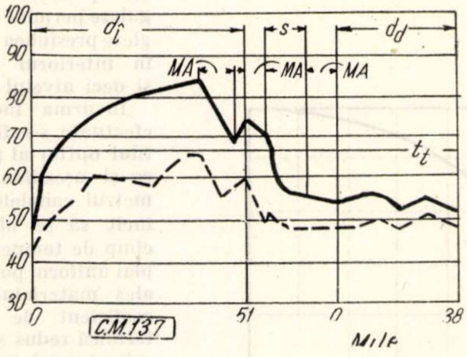


Fig. 2

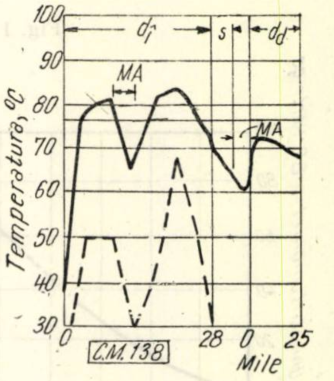


Fig. 3

Încercările efectuate au arătat rezultate mai bune cu jaluzele de radiator comandate termostatic decît în cazul unui ventilator comandat termostatic, cu toate că în ultimul caz economia de combustibil este mult mai pronunţată.

C.A.

Corelarea metodelor de măsurare a fumului la motoarele Diesel. W. T. Lyn. În : Mechanical power, febr.1963.

Problema fumului la evacuarea motoarelor Diesel este pe timp ce trece din ce în ce mai importantă, făcînd necesară existenţa unei metode de determinare cantitativă universal adoptată. Pînă la atingerea acestui deziderat este însă util să se stabilească o corelare între diferitele metode folosite în prezent.

Se prezintă, pe baza datelor experimentale, trei diagrame de corelare pentru trei fumometre intrate în uz (BP-Hartridge, Bosch şi Volvo), şi în funcţie de unităţi absolute exprimate în mg/dm^3 :

1) unităţile BP-Hartridge corelate prin calcul cu scara absolută în mg/dm^3 (fig. 1) ;

2) corelarea dintre unităţile BP-Hartridge şi Bosch (fig. 2) ;

3) unităţile Bosch corelate cu scara absolută (fig. 3) ; corelarea dintre unităţile Bosch şi Volvo este exact aceeaşi ca între Bosch şi Hartridge, ceea ce înseamnă că fumometrele Volvo şi Hartridge dau citiri identice, fapt care reiese din figura 3, în limita de erori de cinci unităţi.

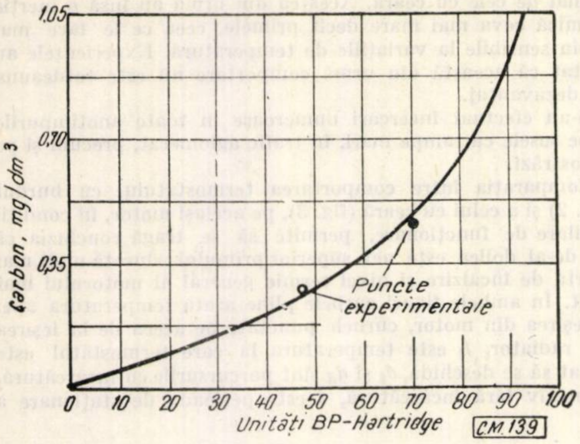


Fig. 1

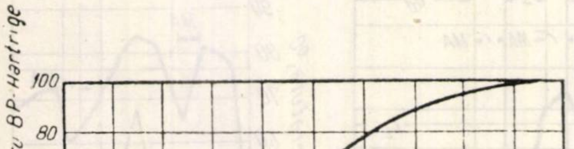


Fig. 2

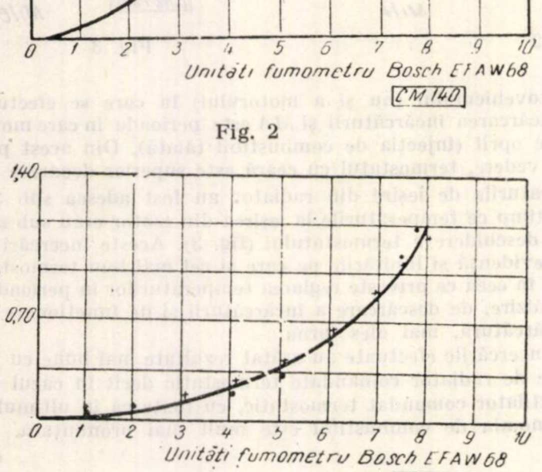


Fig. 3

Folosind corelările arătate, limitele de fum recomandate de scara Bosch şi de scara BP-Hartridge sînt :

motor, CP	50	100	150	200	250
scara Bosch :	6,5	6,2	5,9	5,5	5,0
scara BP-Hartridge :	85	83	78	72	64

C. A.

Turbină de gaz cu palete răcite pentru temperaturi ale gazului mai mari decît 1 000° C. În : Brennstoff — Wärme — Kraft, august 1962.

Se ştie că funcţionarea turbinelor cu gaze este avantajoasă mai ales la temperaturi de 1 000—1 200°C ; pentru aceasta însă este necesar să se elaboreze materiale care să păstreze o rezistenţă suficientă la temperaturi înalte sau ca organele cele mai expuse să fie răcite. Îmbunătăţirea rezistenţei la temperaturi înalte are loc de obicei cu scăderea altor caracteristici şi—chiar pentru aliajele scumpe, ca de exemplu Nimonic 90 (aliaj de nichel cu 20% Cr, 18% Co şi 5% Fe), folosite la confecţionarea paletelor de turbină — temperatura de funcţionare scade rapid atunci cînd solicitările cresc, pentru o durată de viaţă dată. Este deci necesar să se răcească paletele care sînt supuse la solicitări mari prin forţa centrifugă şi a căror temperatură în sfertul lor superior (măsurat de la bază) este aproape de aceea a gazului, chiar atunci cînd aceasta este răcită.

Recent s-a construit o turbină experimentală cu un dispozitiv de răcire foarte simplu (fig. 1) ; apa de răcire este introdusă într-un canal practicat în axa arborelui rotor şi, prin orificii radiale, ajunge într-o cavitate interioară şi în canalele practicate în palete. Forţa centrifugă provoacă o mărire a presiunii apei care este funcţie de viteza de rotaţie ; pe de altă parte apa este încălzită de către gazele calde, stabilindu-se astfel o circulaţie naturală a apei. Dacă cantitatea de apă este redusă sau încălzirea intensificată, apa începe să se vaporizeze. O strangulare permite să se regleze presiunea vaporilor în interiorul rotorului şi deci nivelul apei.

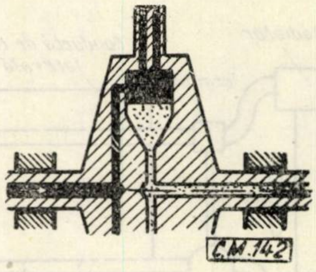


Fig. 1

În urma încercărilor efectuate s-a fixat profilul optim al paletelor, ca şi aşezarea şi diametrul canalelor, astfel încît să se obţină un cîmp de temperaturi cît mai uniform posibil. S-a ales materialul cu un coeficient de dilatare termică redus şi cu un coeficient de conductibilitate termică ridicat (oţel feritic cu 2,25% elemente de aliere). După o serie de încercări neizbutite cu materiale refractare ceramice s-au adoptat palete metalice răcite cu apă.

Pentru aceste încercări s-a folosit o turbină cu cinci trepte (diametrul exterior al rotorului crescînd de la 540 la 620 mm) cu o viteză de rotaţie de 7 900 rot/min cuplată la un motor asincron (folosit şi ca motor de lansare) şi compresoare de înaltă şi joasă presiune. Circuitul închis de răcire este reprezentat în figura 2(*1* — turbină de gaz ; *2* — schimbător de căldură pentru abur ; *3* — rezervor de apă ; *4* — răcitor de aer ; *5* — reţea de abur) ; scăpările inevitabile sînt compensate cu un adaos de 1,5—2%.

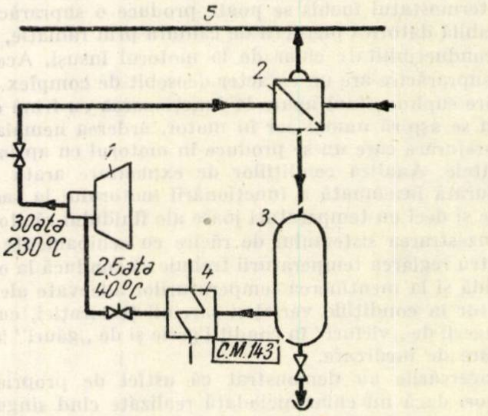


Fig. 2

La începutul încercărilor s-au observat vibraţii puternice datorite mişcării apei de răcire, care au fost înlăturate menţinînd stratul inelar de apă peste o anumită limită ; variaţiile sosirii apei la palete au fost remediate prin montarea unei pompe de alimentare şi a unei supape de reţinere. S-a putut astfel realiza o funcţionare a turbinei timp de 830 h la temperaturi mai mari de 900°C şi de 712 h la temperaturi mai mari de 1 000°C.

I. B.

Pompe centrifuge pentru metale lichide şi lichide corosive. În: La Technique moderne nr. 3, 1963.

Circulaţia metalelor lichide se poate efectua cu pompe electromagnetice pentru debite relativ mici (cîţiva metri cubi pe oră) şi temperatură medie (în jurul a 300°C). Pentru debite mai mari şi temperaturi ridicate, circulaţia metalelor lichide nu se poate efectua decît cu pompe centrifuge. Cu astfel de pompe se pot realiza debite de mii de metri cubi pe oră pînă la temperaturi de 600°C.

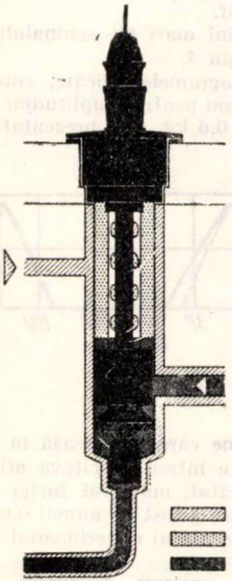


Fig. 1

Schema unei pompe pentru circulaţia sodiului lichid la 650°C este reprezentată în figura 1 (*a* — metal lichid ; *b* — vapori de metal ; *c* — gaz de preîncălzire), vertical, într-o cuvă care face parte din circuit, cu un debit de 350 m³/h şi o înălţime de ridicare de 25 m. Debitul poate varia, în funcţie de viteza de rotaţie a pompei, de la 70—500 m³/h.

Metalul lichid soseşte lateral deasupra dispozitivului centrifug şi este refulat în jos. Pereţii cuvei sînt dubli pentru a permite preîncălzirea instalaţiei la pornire. Pompa poate fi demontată fără să se modifice circuitul. Această pompă prezintă următoarele avantaje : motorul şi îmbinările cu garnituri de etanşeitate pot fi aşezate într-o zonă rece deasupra pompei. Se poate realiza un palier hidrostatic alimentat de metalul lichid la presiunea de refulare. Profilul dispozitivului de centrifugare asigură o curgere uniformă.

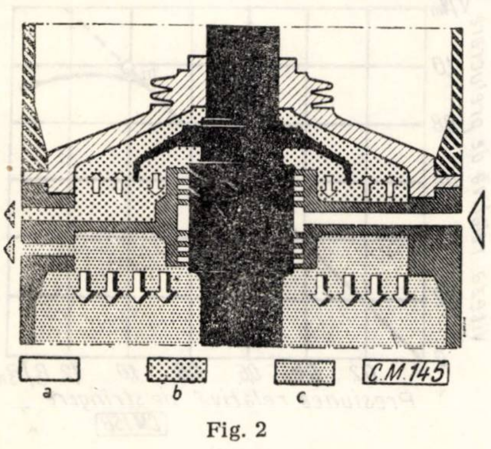


Fig. 2

Etanşeitatea la arbore este asigurată cu ajutorul unui labirint cu gaz neutru (figura 2 : *a*-gaz neutru ; *b* — gaz neutru şi vapori de metal ; *c* — gaz şi vapori de ulei). Astfel toate organele situate deasupra acestui labirint pot fi prevăzute cu garnituri de etanşeitate în baie de ulei şi rulmenţi.

În partea superioară pompa este prevăzută cu un dop răcit cu circulaţie de aer.

Z. D.

Ambreiaj hidraulic cu reglajul cuplului transmis. În : Hydraulic power transmission, nov. 1962.

Pentru motoarele electrice cu un cuplu de pornire redus este necesar un ambreiaj care să permită accelerarea motorului pînă la o turaţie determinată, urmînd a transmite apoi cuplul în mod progresiv. Această dispoziţie asigură economie de curent, elimină necesitatea unor transmisii speciale şi reduce mărimea motorului necesar. În acest scop se utilizează ambreiaje centrifugale cu saboţi, a căror apăsare este controlată şi de resorturi. O alternativă constă în utilizarea principiului de lagăr Michell, aplicat la un ambreiaj cu frecare cu comandă hidraulică pentru sarcini mari (fig. 1). Presiunea uleiului permite transmiterea unui cuplu mare şi dă posibilitatea utilizării unui mijloc comod pentru a regla cuplul de frecare. Ambreiajul este prevăzut cu cinci saboţi *1* care se aplică pe suprafaţa interioară a tamburului antrenat. Uleiul este introdus prin ax şi trece prin orificiile *2* spre pistoanele prearmate cu resorturi şi acţionează pîrghiile *3*. Sabotul oscilînd în această pîrghie poate face contact pe toată periferia sa cu tamburul. Momentul transmis este funcţie de presiunea uleiului, resorturile servind numai pentru a menţine pistoanele în contact cu pîrghiile *3*.

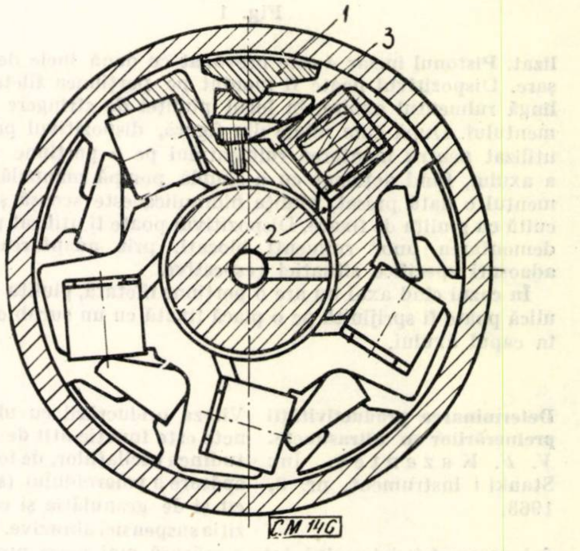


Fig. 1

Principiul hidraulic de reglaj al cuplului permite posibilitatea de manevrare la sarcini mari, într-un domeniu larg de putere şi turaţie. Manevra este lipsită de zgomot şi poate fi realizată, eventual, instantaneu. Se poate adopta în marea majoritate a situaţiilor unde frecarea statică importantă trebuie combinată cu frecarea redusă de alunecare.

În starea ambreiată, cuplul este transmis prin frecarea dintre saboţi şi tambur ; cînd cuplul rezistent devine prea mare, apare alunecarea şi, deoarece saboţii se pot înclina, ia naştere o pană de ulei între saboţi şi tambur. Atît timp cît nu există o alunecare unghiulară între aceste două piese, ambreiajul rămîne deschis. Dacă alunecarea dispare, filmul de ulei este rupt şi ambreiajul cuplează din nou. Aspectul este independent de sensul de rotaţie.

I. N.

Piuliță hidraulică. În : Hydraulic power transmission, nov. 1962.

Pentru montarea sau demontarea rulmenților de pe axe se pot utiliza piulițe de tipul arătat în figura 1. Corpul piuliței are orificii alternative pentru intrarea uleiului sub presiune *2* și *3*. În orificiul *3* apare conturul unei supape de reținere cu bilă, al cărui rol este de a obtura orificiul neutilizat. Pistonul inelar *4* este prevăzut cu două inele de etanșare. Dispozitivul poate fi montat pe porțiunea filetată de lîngă rulmentul axului, în locul piuliței de strîngere a rulmentului. După cum reiese din figură, dispozitivul poate fi utilizat pentru montarea rulmentului pe o porțiune conică a axului, fiind acționat cu o simplă pompă manuală. Rulmentul o dată presat, piulița hidraulică este scoasă și înlocuită cu piulița de fixare. Dispozitivul poate fi utilizat pentru demontarea unor rulmenți blocați, prin adaptarea unor adaosuri specifice situației respective.

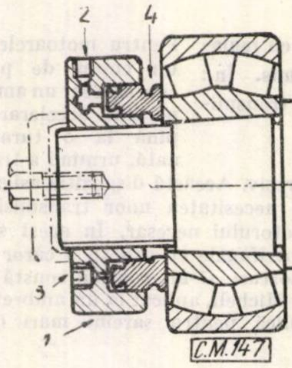


Fig. 1

În cazul cînd axul nu are o porțiune filetată, piulița hidraulică poate fi sprijinită pe o placă fixată cu un șurub central în capul axului.

I. N.

Determinarea productivității prelucrărilor cu ultrasunete. V. F. Kazanțev. În : Stanki i instrument, nr. 3, 1963.

Viteza prelucrării cu ultrasunete este funcție atît de amplitudinea oscilațiilor, de forța de apăsare a polaroidului (sculei), cît și de granulația și compoziția suspensiei abrazive. Primii doi parametri determină într-o măsură mai mare productivitatea prelucrărilor, iar ultimul, precizia și calitatea suprafețelor obținute.

Pentru cercetarea influenței amplitudinii și a forței de apăsare asupra productivității, autorul utilizează proprietatea unor corpuri transparente, în particular a sticlei, de a deveni optic anizotrope sub influența tensiunilor interne determinate de ultrasunete. Intensitatea luminii care străbate o plăcuță de sticlă este funcție de valoarea tensiunilor mecanice instantanee create.

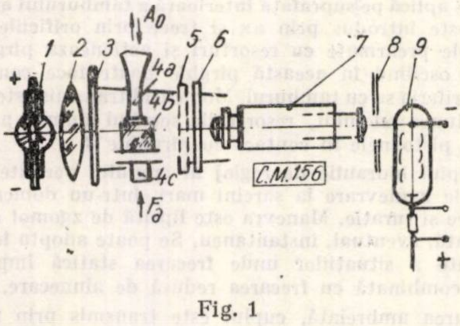


Fig. 1

Schema instalației este dată în figura 1. Experimentările s-au efectuat folosind sistemul oscilant *4a* al mașinii de prelucrare prin ultrasunete, tip 4 770. Folosind suspensia de abraziv din carbid de bor nr. 10, cu diverse amplitudini și forțe de apăsare, s-au practicat în epruvete de sticlă *4b* găuri cu diametre de 7 și 20 mm. Forța de apăsare este variată cu ajutorul unui sistem special *4c*, executat sub forma unor pîrghii cu greutăți culisante. Drept sursă de lumină se utilizează lampa cu vapori de mercur *1* prevăzută cu lentila condensatoare 2. Epruveta este așezată între polarizatorul *3* și analizatorul *6*. Cu ajutorul microscopului orizontal *7* se obține imaginea mărită a secțiunii epruvetei în planul diafragmei *8*. Lumina, trecînd prin epruvetă și diafragmă, cade pe catodul fotomultiplicatorului *9*. Tensiunea electrică obținută la ieșirea acestuia, proporțională cu fluxul luminos, este transmisă unui oscilograf.

Pentru amplitudini mari ale semnalului la ieșire se utilizează filtrul cenușiu *5*.

Una dintre oscilogramele indicate, corespunzătoare sculei cu diametrul de 7 mm pentru amplitudinea oscilațiilor 19,5 μ și forța de apăsare 0,6 kg, este prezentată în figura 2. Evident, forțele maxime care acționează în procesul de prelucrare cu ultrasunete întrec de cîteva ori forța de apăsare. Astfel, în cazul arătat, maximul forței atinge 2,7 kg, pe cînd forța de apăsare a fost de numai 0,6 kg.

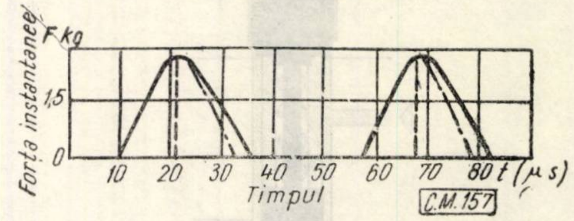


Fig. 2

Sintetizarea materialului experimental a dus la stabilirea următoarei relații :

$$\sigma_m = C \sqrt[3]{A_0^2 P_S},$$

unde σ_m este tensiunea maximă în materialul prelucrat, A_0 — amplitudinea maximă a oscilațiilor și P_S — presiunea de strîngere.

Din expresie reiese că amplitudinea oscilațiilor influențează în cea mai mare măsură mărirea productivității. Posibilitățile tehnice existente nu permit însă obținerea unor amplitudini mai mari decît 40—50 μ.

Mărirea productivității se obține, de asemenea, prin mărirea presiunii de strîngere, ceea ce duce totodată la mărirea eficacității prelucrării (raportul dintre productivitate și energia electrică consumată de generatorul de ultrasunete).

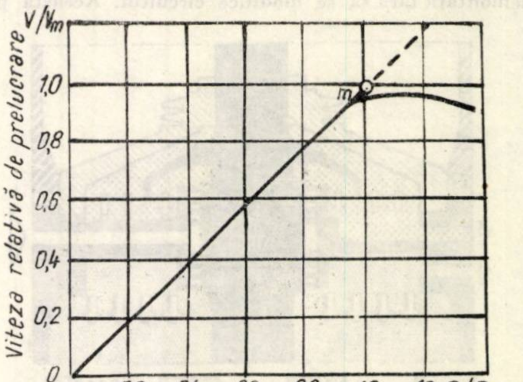


Fig. 3

Ridicarea eficacității prelucrării prezintă o importanță deosebită, întrucît energia utilă reprezintă numai 3—5% din energia pierdută în sistemul oscilant. Cu mărirea forței de apăsare crește atît productivitatea, cît și cantitatea de energie utilizată pentru dislocarea materialului. Dar, după cum reiese din figura 3, pentru presiunea de strîngere mai mare decît cea optimă (P_{Sm}), viteza reală de prelucrare — linia plină — se micşorează, devenind de la viteza teoretică — linia punctată. Aceasta se explică prin fărîmiţarea abrazivului şi prin proprietăţile amortizoare ale polaroidului, fenomene care apar la forţe de apăsare mari.

D. M.

Alegerea unghiului de racordare la vîrful sculei la finisarea pe strung. *A. P.* Doherez. În: Stanki i Instrument, nr. 9, 1962.

Dintre parametrii geometrici care determină forma raţională a unui cuţit, valoarea razei de rotunjire este aceea de care depinde calitatea suprafeţei prelucrate şi rezistenţa la uzură a sculei, bineînţeles în funcţie de calitatea materialului prelucrat şi de duritatea sa.

În U.R.S.S. s-au efectuat încercări pentru determinarea unghiului optim de racordare pentru prelucrarea oţelului aliat cu crom-nichel-vanadiu prelucrat cu cuţite armate cu plăcuţe din carburi de vanadiu.

Influenţa razei de racordare şi a avansului asupra calităţii suprafeţei este arătată în figura 1 (curba trasată cu linie întreruptă reprezintă variaţiile teoretice bazate numai pe calcul). Teoretic deci, calitatea suprafeţei prelucrate ar trebui să se îmbunătăţească pe măsură ce creşte raza de racordare; practic însă, mărirea razei de racordare la vîrful cuţitului poate să producă uneori o suprafaţă prelucrată mai rugoasă, deoarece, o dată cu modificarea razei r, condiţiile de deformare ale metalului datorită elesticităţii variază şi ele. Materialul, comprimîndu-se mai mult sau mai puţin, în timpul aşchierii, produce o modificare a grosimii maxime şi minime a aşchiei. Grosimea şpanului variază nu numai în funcţie de avansul sculei, ci şi de modificarea razei de racordare r la vîrful cuţitului.

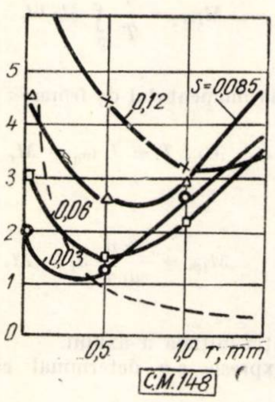


Fig. 1

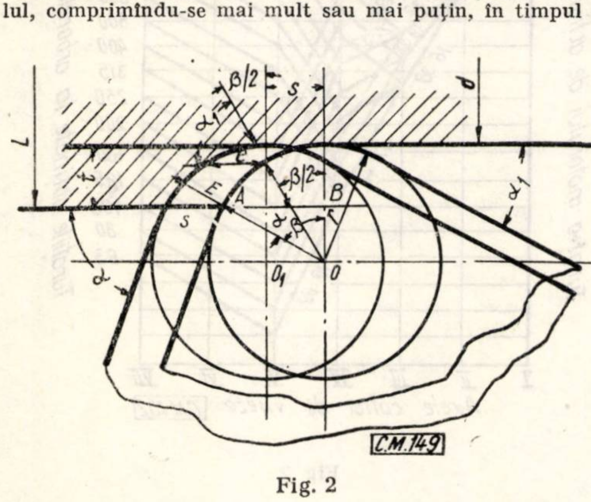


Fig. 2

Grosimile maximă şi minimă ale şpanului pot fi determinate (fig. 2) astfel:

$$E = S\cos\alpha;\quad \sin\alpha = \frac{r - t}{r}$$

în care: E este grosimea şpanului; S — avansul şi t — adîncimea de tăiere.

Rezultă:

$$\cos\alpha = \sqrt{1-\left(\frac{r-t}{r}\right)^2} = \sqrt{\frac{2\,rt - t^2}{r^2}} =$$

$$= 2\sqrt{\frac{2\,rt}{4\,r^2} - \frac{t^2}{4\,r^2}} = 2\sqrt{\frac{t}{2r} - \left(\frac{t}{2\,r^2}\right)};$$

deci:

$$E = 2S\sqrt{\frac{t}{2r} - \left(\frac{t}{2r}\right)^2}. \tag{1}$$

Grosimea medie e, măsurată în mijlocul arcului razei tăişului în contact cu piesa, se poate exprima cu suficientă aproximaţie prin expresia:

$$e = s\cos\alpha_1 = s\sin\frac{\beta}{2}.$$

Dat fiind că $\sin\frac{\beta}{2} = \sqrt{\frac{1-\cos\beta}{2}}$ sau $\sin\frac{\beta}{2} =$

$$= \sqrt{\frac{V}{2}(1 - \cos\beta)}$$

şi că $\cos\beta = \sin\alpha = \frac{r - R^2}{2}$, rezultă:

$$\sin\frac{\beta}{2} = \sqrt{\frac{1}{2}(1 - \sin\alpha)} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(1 - \frac{r-R}{r}\right)} = \sqrt{\frac{t}{2r}}.$$

Deci:

$$e = s\sqrt{\frac{t}{2r}}. \tag{2}$$

Din formulele (1) şi (2) se poate trage concluzia că odată cu creşterea razei de racordare la vîrful cuţitului, grosimea aşchiei scade. Astfel, pentru un avans de 0,06 mm/rot şi o adîncime de tăiere de 0,1 mm, mărimea razei r de la 0 la 1,5 mm reduce grosimea medie a aşchiei cu 0,04 — 0,01 mm şi deci modifică condiţiile de formare a şpanului. Odată cu mărirea razei de racordare la vîrful cuţitului iau naştere vibraţii dăunătoare.

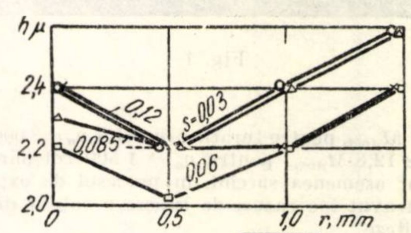


Fig. 3

Încercările efectuate au demonstrat că pentru fiecare caz în parte există o valoare optimă a razei r cu care se poate obţine calitatea cea mai bună a suprafeţei prelucrate. Această valoare r_{opt} fiind în funcţie de avans (fig. 1) poate fi definită cu aproximaţie suficientă cu formula $r_{opt} = s$.

Schimbarea avansului s şi a razei r are influenţă şi asupra vitezei de uzură a tăişului. Există o singură relaţie optimă între avans şi raza de rotunjire pentru care uzura vîrfului cuţitului este minimă, asigurînd şi o calitate optimă a suprafeţei (fig. 3).

În concluzie, criteriul principal în alegerea unui avans rațional este combinația optimă a avansului și a razei de rotunjire optimă la vîrful cuțitului.

Z. D.

Frînarea electromecanică a mașinilor de frezat. A. A. Bulgakov și S. L. Smuter. În: Stanki i instrument, nr. 12, 1962.

Timpul de oprire liberă a arborelui principal al mașinilor de frezat este cuprins între 20 și 40 s, în funcție de viteza de rotație a axului, de momentul de inerție al maselor în rotație și de momentul rezistent al lagărelor și angrenajelor. În cazul regimurilor de lucru periodice, de perioadă scurtă, timpul astfel pierdut reprezintă o bună parte din timpul de lucru.

Pentru micșorarea pierderilor de timp, cum și pentru oprirea rapidă a mașinii în cazuri accidentale, este indicată introducerea frînării artificiale.

Institutul ENIMS, în colaborare cu Uzina de mașini de frezat din orașul Gorki, a efectuat o serie de cercetări în legătură cu trei sisteme de frînare : prin contrapornire, dinamică și electromecanică.

Frînarea prin contrapornire se realizează cînd înfășurarea electromotorului asincron de acționare este alimentată pentru un sens de rotație, iar rotorul, sub influența forțelor de inerție, se rotește în sens opus. În acest caz, datele experimentale (fig. 1 *a*) au arătat că momentul dinamic maxim pentru mașina de frezat de tipul 6M 13 FB are următoarele valori :

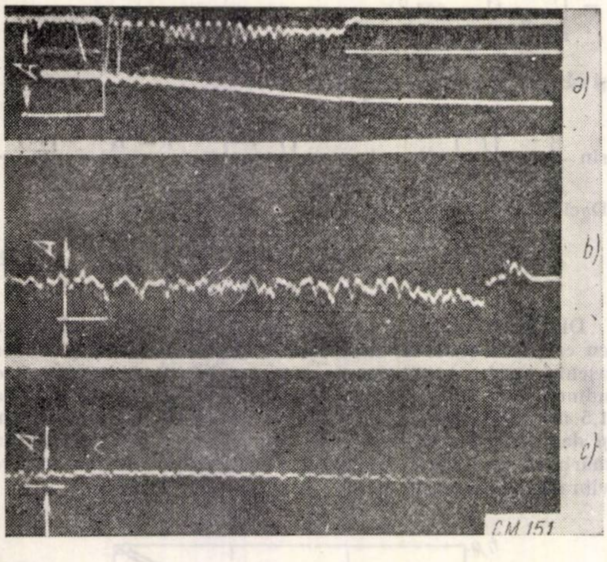


Fig. 1

$M_{max} \approx 17\ M_{nom}$, pentru turația arborelui $n_a = 3\,000$ rot/min, și $M_{max} \approx 12{,}8\ M_{nom}$, pentru $n_a = 1\,500$ rot/min. Sub acțiunea unor asemenea sarcini, în procesul de exploatare a mașinii, au avut loc cazuri de rupere a roților dințate din cutia de viteze.

Ca urmare, sistemul de frînare a fost considerat nesatisfăcător și s-a trecut la frînarea dinamică, realizată prin alimentarea înfășurării statorului cu curent continuu, prin intermediul unui redresor cu seleniu. Curentul continuu formează un cîmp magnetic fix în spațiu, care, în interdependență cu curentul alternativ indus în rotor, dă momentul de frînare. Din oscilograma procesului de frînare (fig. 1*b*) rezultă că amplitudinea momentului maxim A reprezintă $1{,}5-1{,}7\ M_{nom}$ și că momentul de frînare alternează în timp.

Rezultatele corespunzătoare au fost obținute cu frîne electromecanice cu cuplaje electromagnetice polidisc de tipul EM32. În acest caz, energia cinetică a maselor în mișcare este absorbită de rezistențele de frecare dintre discuri. Locul de aplicare a cuplajului cu fricțiune a fost determinat cu ajutorul ecuației diferențiale (d'Alambert) :

$$M_f + M_r + J_t \frac{d\omega}{dt} = 0,$$

unde M_f este momentul de frînare ; M_r — momentul rezistent al sistemului ; J_t — momentul de inerție al transmisiei.

Dacă se notează cu T — durata perioadei de frînare și cu ω_0 și ω_i — viteza unghiulară inițială și finală, atunci :

$$\int_0^T M_f\, dt = -\int_{\omega_0}^{\omega_i} J_t\, d\omega - \int_0^T M_r\, dt.$$

Considerînd rezistența de frînare constantă pe toată perioada de frînare ($M_r =$ const.), că procesul de frînare continuă pînă la oprirea completă ($\omega_i = 0$) și că valoarea medie a momentului de frînare este :

$$M_{fm} = \frac{1}{T} \int_0^T M_f\, dt,$$

se obține expresia momentului de frînare :

$$M_{fm}\, T = J_t\, \omega_0 - M_r\, T$$

sau :

$$M_{fm} = \frac{\pi n}{30\, T} J_t - M_r,$$

unde n este turația inițială a axului.

Cu această expresie s-a determinat că, pentru mașina de frezat de tipul 6M13PB, cu caracteristicile de turație arătate în graficul din figura 2, cuplajul de fricțiune trebuie montat pe axul IV al cutiei de viteze pentru care $M_{fm} = 520$ kg cm are valoarea minimă.

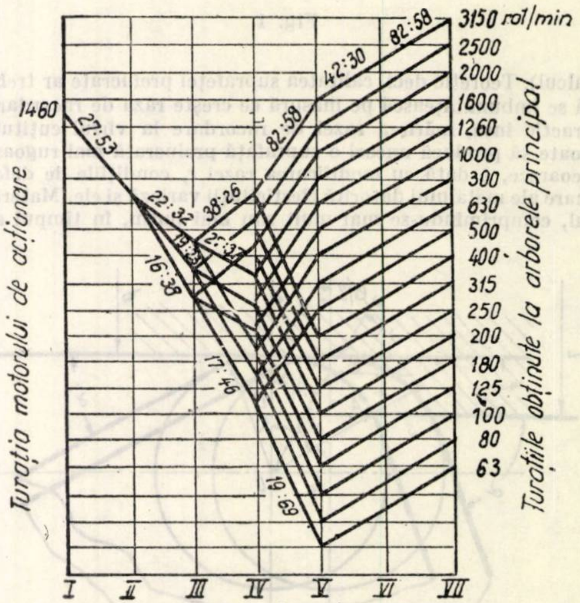


Fig. 2

Rezultatele experimentărilor apar parţial în tabela 1.

Tabela 1

Sistemul de frînare	n_{VII}, rot/min	T, s	M_{fI}, kgm
Autofrînare	3 150	17	—
Electrodinamic	3 150	5	8,9
	1 600	3,2	5
Electromecanic			
a. fără ungerea discurilor de fricţiune	3 150	5,8	3
	1 600	2,7	3
b. cu ungerea discurilor de fricţiune	3 150	9,1	3
	2 500	7,9	—
	2 000	6,8	—
	1 600	4,5	3

Utilizarea frînării electromecanice prin intermediul cuplajului electromagnetic cu fricţiune asigură o frînare mult mai uniformă (oscilograma din figura 1*c*).

Momentul dinamic maxim, caracterizat prin amplitudinea A, este de 2—3 ori mai mic, în cazul frînării electromecanice, decît în cazul frînării mecanice.

D. M.

Noi mecanisme în construcţia de maşini-unelte. Sas Menhert. În: Stanki i instrument, nr. 1, 1963.

Pentru a mări precizia de deplasare a meselor de lucru ale maşinilor-unelte prin micşorarea vibraţiilor şi a influenţei variaţiei forţelor de tăiere, se indică în articol noi mecanisme de deplasare, capabile să micşoreze toleranţa deplasării mesei pe şinele de ghidare de aproximativ 2,5 ori.

În figura 1, *a* şi 1, *b* sînt indicate două mecanisme de deplasare, puse în mişcare prin rotirea axelor 2. Pentru o singură rotaţie, masa se deplasează cu un pas şi ocupă o poziţie aproximativă. Apoi, poziţia mesei este definitivată cu precizia necesară. Concomitent, — electric, hidraulic sau mecanic —, se cuplează mecanismul de avans şi începe procesul de tăiere.

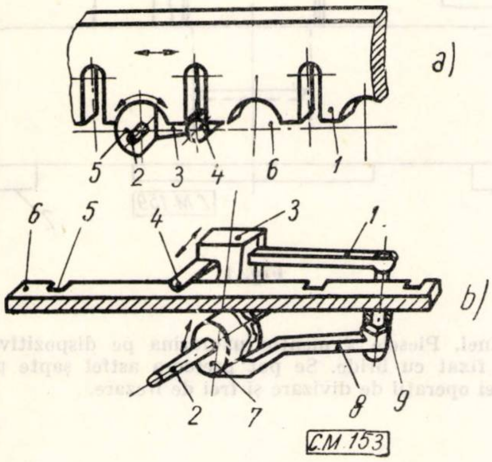


Fig. 1

Mecanismul de deplasare din figura 1*a* reprezintă o ,,Cruce de Malta'' desfăşurată. Cu rotirea axului *2* la 180°, rola *4* a pîrghiei *3* intră în fantă şi deplasează masa cu un pas. Concomitent, butucul semicilindric *5* iese din scobitura 6 a mesei *1*, pentru a permite deplasarea mesei. Poziţia inferioară axei orizontale a rolei *4* corespunde transmisiei impulsului către elementul de pornire a avansului.

În figura 1*b* apare mecanismul de definitivare precisă a poziţiei mesei. Cama *7*, aşezată pe axul de acţionare 2 prin intermediul pîrghiei *8* şi al axului *9*, roteşte pîrghia *1* al cărei capăt *3* introduce o pană *4* în decuparea *5* a cremalierei *6*. În acest fel, masa se aşază într-o poziţie precisă.

În figura 2 *a* este prezentat mecanismul de acţionare a axului *2* din figura 1, *a* şi 1, *b*. Camele *14*, montate rigid pe ax, transmit rolelor *15* un efort de împingere, care, prin intermediul unei culise *17* şi al unei pîrghii *18*, se transmite tijelor articulate *19*. Prinse în furcile *1*, rolele *20*, rostogolindu-se pe rigletele de reazem *21*, transmit efortul prin bolţuri la furca filetată *23* şi la furca articulată *24*, de la care forţa se transmite mecanismului de fixare cu autostabilizare a mesei maşinii-unelte. Culisa *9*, în mod analog, pune în funcţiune acelaşi mecanism de fixare arătat în figura 2, *b*. Este evident că suportul *1*, prin intermediul ghidajului cu role *2*, se sprijină pe batiul *3* al maşinii-unelte. Rigleta *4*, care constituie o parte componentă a suportului *1*, este prinsă de şinele *5* şi *6* legate între ele prin balansorul *8* şi bol-

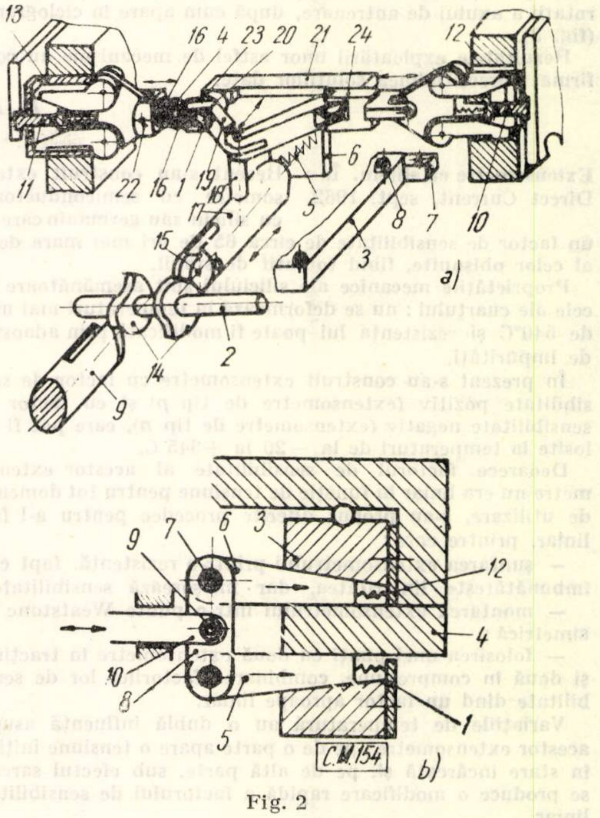


Fig. 2

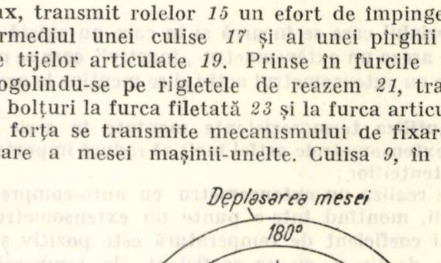


Fig. 3

ţurile *7*. Prin deplasarea tijei *10* în sensul săgeţilor, şinele *5* şi *6* string rigleta *4*; în felul acesta, fixarea mesei are loc fără solicitarea ghidajului cu role *2*.

Punerea în acţiune a mecanismelor descrise, adică deplasarea, stabilirea cu precizie a poziţiei şi fixarea mesei, cum şi cuplarea avansului, au loc în cursul unei singure rotaţii a axului de antrenare, după cum apare în ciclogramă (fig. 3).

Rezultatele exploatării unor astfel de mecanisme au confirmat corectitudinea soluţiilor date.

D. M.

Extensometre cu siliciu. În : Direct Current, sept. 1962. Recent s-au construit extensometre cu semiconductoare cu siliciu sau germaniu care au un factor de sensibilitate de circa 65 de ori mai mare decît al celor obişnuite, fiind tot atît de stabil.

Proprietăţile mecanice ale siliciului sînt asemănătoare cu cele ale cuarţului : nu se deformează la temperaturi mai mici de 540°C şi rezistenţa lui poate fi modificată prin adaosuri de impurităţi.

În prezent s-au construit extensometre cu factor de sensibilitate pozitiv (extensometre de tip *p*) şi cu factor de sensibilitate negativ (extensometre de tip *n*), care pot fi folosite la temperaturi de la -20 la $+345$°C.

Deoarece factorul de sensibilitate al acestor extensometre nu era liniar în funcţie de tensiune pentru tot domeniul de utilizare, s-au propus diferite procedee pentru a-l face liniar, printre care :

— şuntarea extensometrului printr-o rezistenţă, fapt care îmbunătăţeşte liniaritatea, dar micşorează sensibilitatea ;

— montarea extensometrului într-o punte Weatstone nesimetrică ;

— folosirea unei punţi cu două extensometre în tracţiune şi două în compresiune, combinarea factorilor lor de sensibilitate dînd un factor aproape liniar.

Variaţiile de temperatură au o dublă influenţă asupra acestor extensometre ; pe de o parte apare o tensiune iniţială în stare încărcată şi, pe de altă parte, sub efectul sarcinii se produce o modificare rapidă a factorului de sensibilitate liniar.

Tensiunea iniţială poate fi compensată prin următoarele procedee :

— pe materialul care se încarcă şi în care nu există tensiuni se poate aşeza un extensometru ,,inactiv'' care se montează în punte cu extensometrul activ şi se menţine la aceeaşi temperatură ;

— se pot utiliza termorezistenţe montate în serie sau în paralel cu extensometrele astfel încît să reducă importanţa variaţiei rezistenţei lor ;

— se poate realiza un extensometru cu auto-compresare a temperaturii, montînd într-o punte un extensometru de tip *p* al cărui coeficient de temperatură este pozitiv şi un extensometru de tip *n*, cu un coeficient de temperatură pozitiv ;

— influenţa temperaturii poate fi redusă prin folosirea de extensoare cu rezistivitate mică, dar prin aceasta se micşorează sensibilitatea.

I. B.

Metodă simplă de crenelare în serie a piuliţelor. F. Murray. În : La Machine Moderne, martie 1963. Pentru a se reduce cît mai mult preţul de cost al unei serii de piuliţe crenelate, s-a construit utilajul reprezentat în figură, compus dintr-o mandrină cu trei fălci, montată pe un dispozitiv de fixare aşezat în axul vertical.

Piuliţele sînt fixate într-un dop *1*, aşezat în alezajul mandrinei. Piesele *2* menţin mandrina pe dispozitivul de fixare, fixat cu bride. Se pot prelucra astfel şapte piuliţe prin trei operaţii de divizare şi trei de frezare.

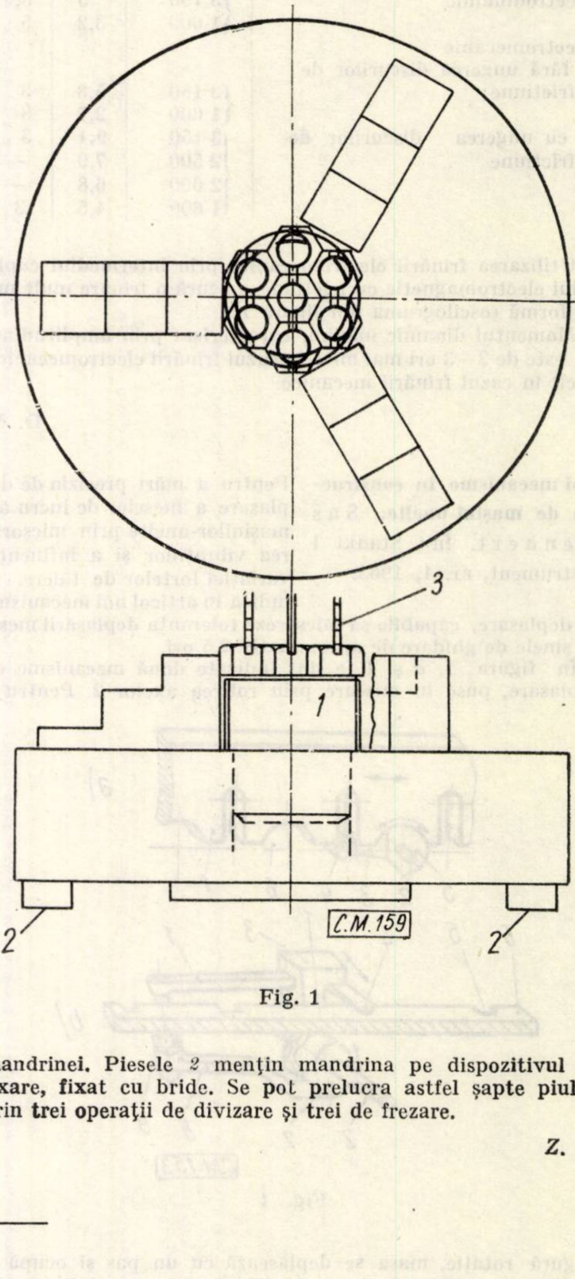


Fig. 1

Z. D.

Recenzii

Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. **XIII** nr. 5, 1962.

Revista cuprinde 13 studii, o notă şi un referat tehnico-ştiinţific.

Consideraţii teoretice asupra jeturilor fluide laterale — E. Carafoli.

Problema jeturilor longitudinale fluide a reţinut atenţia multor cercetători, realizîndu-se lucrări deosebite asupra sustentaţiei aripii de alungire infinită şi a aripii de alungire finită, în ultimul caz sustentaţia scăzînd simţitor dacă aripa este de mică alungire. Pentru a remedia parţial acest inconvenient, autorul propune prelungirea aripii printr-un jet lateral în direcţia anvergurii, realizînd astfel aripi fluide laterale, şi determină efectele lor aerodinamice atît teoretic, cît şi experimental.

O nouă metodă pentru calculul transmisiei de putere prin fluide — George Constantinescu (Anglia).

Autorul arată avantajele transmisiei hidrosonice de putere în comparaţie cu transmisia hidraulică. Se discută în special variaţiile randamentului, subliniindu-se parametrii care îl influenţează. În final, se dau indicaţii asupra studiului transmisiei de putere prin fluide pe baza modelelor abstracte.

Bătaia rachetelor balistice — N. Tipei.

Lucrarea ia în considerare mişcarea rachetei după terminarea arderii, presupunînd că energia consumată în timpul arderii rămîne constantă. În cazul în care axa mare a elipsei descrise este mai mică decît diametrul pămîntului plus altitudinea la care propulsia încetează, se obţine condiţia ca atît punctele de plecare şi sosire cît şi unul dintre focare să fie coliniare; în cazul invers, traiectoriile trebuie să fie tangente la pămînt în punctul de contact. Unghiul dintre traiectorie şi orizontala locului de impact este considerat ca dat. Pentru bătaia maximă, se obţine altitudinea de la care arderea încetează, precum şi o relaţie între aceasta şi viteza în punctul respectiv.

Problema mixtă a aripii triunghiulare în mişcare conică de ordin superior — S. Săndulescu, A. Năstase-Ghia.

Autorii studiază problema mixtă a aripilor triunghiulare, care apare atunci cînd pe o porţiune de aripă se dă distribuţia de presiuni, iar pe cealaltă se dă distribuţia de incidenţă sau pantă.

Aripi cu suprafeţe de închidere în regim supersonic — D. Mateescu.

Autorul tratează problema aerodinamică, în regim supersonic, a aripilor cu suprafaţă de închidere, care reprezintă o extindere a aripilor delta dublu-conice, definite şi studiate pentru prima oară de acad. E. Carafoli.

Asupra lubrificaţiei cu gaze în regim turbulent — V. N. Constantinescu.

Autorul studiază condiţiile tranziţiei de la regimul de scurgere laminar la cel turbulent în stratul de gaze lubrifiante analizînd distribuţia presiunilor în lagăre. Se deduce că turbulenţa nu afectează sensibil caracteristicile de funcţionare ale lagărelor şi că pentru lagărele hidrostatice apare o creştere a capacităţii portante.

Contribuţii la teoria generală a acceleraţiilor reduse în coordonate punctuale şi tangenţiale — D. Margeron, E. Croitoru.

În lucrare se expun premisele unei teorii generale a acceleraţiilor reduse în coordonate punctuale sau tangenţiale, care reprezintă o continuare a metodei acceleraţiilor reduse, inaugurată de unul dintre autori, rezultatele obţinute completînd, prin noile teoreme stabilite, şirul de teoreme care se încadrează în teoria şi practica acceleraţiilor reduse de ordin oarecare, în coordonate punctuale sau tangenţiale.

O generalizare a formulelor de analiză armonică a momentului motor produs de forţele de inerţie şi de greutăţile pieselor mecanismelor bielă-manivelă la motoarele cu ardere internă — G. Bărănescu.

Autorul stabileşte formulele pentru calculul coeficientului seriei Fourier a momentului forţelor de inerţie ale pieselor mecanismelor care acţionează cotul, în cazul motoarelor cu ardere internă prevăzute cu cel mai general tip de mecanism bielă-manivelă, particularizîndu-le pentru mecanismele folosite în practică. În acelaşi mod se stabilesc formulele pentru calculul coeficienţilor seriei Fourier a momentului greutăţilor pieselor mecanismelor care acţionează cotul.

Comportarea la sarcini ridicate a unor aditivi pe bază de fosfor — O. Biţă, I. Dincă.

Lucrarea prezintă o serie de rezultate experimentale care demonstrează buna comportare a lecitinei şi tricrezilfosfatului la sarcini mari.

Asupra problemei plane a teoriei elasticităţii în coordonate curbilinii oarecare — I. Introducere. Preliminarii matematice — P. P. Teodorescu.

În această primă parte a lucrării, după fundamentarea problemei, se dau unele rezultate de ordin matematic necesare în cursul studiului întreprins.

Calculul la starea limită de rezistenţă al elementelor de beton precomprimat solicitate la compresiune excentrică cu excentricitate mică — M. Tannenbaum.

Se demonstrează existenţa unei discontinuităţi la trecerea dintre cele două cazuri de compresiune excentrică.

Metodele directă şi indirectă în calculul plastic al structurilor de beton armat — V. Petcu.

Se prezintă principiile de bază ale celor două metode specifice de calcul al structurilor de beton armat.

Contribuţii la studiul deformaţiilor plăcilor curbe subţiri — M. Soare.

Lucrarea examinează o serie de aspecte ale deformaţiilor plăcilor curbe subţiri.

Revista cuprinde şi o notă despre : *Torsiunea barelor cilindrice cu fisură diametrală de adîncime variabilă studiată cu ajutorul analogiei cu membrană*, de E. Nicolau, şi un referat cu titlul : *Metode moderne şi aplicaţii ale metalurgiei pulberilor şi metalizării prin pulverizare în construcţia de maşini şi instalaţii*, de V. Marcu.

C. Aramă

Studii şi cercetări de energetică. Seria A. Energetică generală şi electroenergetică, tom. **XII**. nr. 3, 1962. Bucureşti, Editura Academiei R.P.R.

Revista cuprinde trei articole din domeniul energeticii generale şi patru articole din domeniul electroenergeticii şi al electrotehnicii.

Prognoza necesarului de putere şi energie electrică — M. Petcu, G. Nagy şi S. Manea.

În această primă parte a lucrării, autorii prezintă o sistematizare a mărimilor de putere şi energie electrică, înlăturînd greşelile importante care s-ar putea face prin introducerea unor mărimi în locul altora. După aceasta, se analizează metodele disponibile pentru elaborarea de prognoze, stabilindu-se domeniul de aplicabilitate a fiecărei metode în parte. Lucrarea insistă asupra necesităţii de a se exprima precizia aferentă prognozelor elaborate.

Procedee de calcul pentru determinarea bilanţului energetic de perspectivă — II. *Procedee exacte* — T. Miclescu şi Al. Pop.

După o primă lucrare asupra procedeelor aproximative de calcul pentru determinarea bilanţului energetic de perspectivă, autorii propun în lucrarea de faţă două procedee permiţînd să se obţină soluţii exacte ale problemelor programelor liniare, precum şi modul aplicării lor la determinarea bilanţului energetic de perspectivă : metoda simplex şi metoda simplex combinată cu metoda indicilor. Autorii prezintă şi compară soluţiile obţinute pentru situaţia energetică studiată prin aplicarea metodelor.

O generalizare a formulei pierderilor din reţeaua electrică în funcţie de sarcinile centralelor — C. Guţu.

Aplicînd raţionamentul în baza căruia s-a dedus expresia pătratică a pierderilor şi renunţînd la restricţia factorului de putere constant, autorul determină o serie de formule pentru derivatele puterii active şi reactive ale centralelor, dînd indicaţii asupra sferei şi modului de aplicaţie practică a acestora.

Contribuţie la teoria cuptoarelor de inducţie fără fier — R. Răduleţ, C. Mocanu.

Autorii rezolvă problema încălzirii în cuptoarele de inducţie fără miez feromagnetic pentru orice frecvenţă, aproximînd şarja printr-un conductor omogen şi izotop, de forma unui elipsoid de rotaţie alungit, situat într-un cîmp magnetic uniform şi variind sinusoidal în timp.

Studiul pe modele probabilistice al fluctuaţiilor sarcinilor în sisteme electroenergetice — Ec. Arie.

Lucrarea prezintă importanţa şi stadiul actual al problemei şi propune în continuare un model probabilistic care explică apariţia unor termeni cvasiperiodici în funcţia de autocorelaţie a sarcinii, indicînd precauţiile necesare la determinarea empirică a unor asemenea funcţii de autocorelaţie.

Studiul unor regimuri speciale de funcţionare a motoarelor sincrone de mare putere — C. Bălă, M. Bîrgăuanu, D. Creţu.

Autorii dezvoltă metodele aplicate pentru determinarea parametrilor unui motor sincron de 2 100 kW în condiţii de exploatare.

Un nou criteriu privitor la stabilitatea sistemelor conţinînd reactoare nucleare — V. M. Popov.

Lucrarea prezintă un criteriu de stabilitate pentru starea staţionară a sistemelor fizice care conţin în structura lor un reactor nuclear, rezultatele obţinîndu-se prin extinderea unei metode stabilite anterior de către autor şi aplicate la studiul stabilităţii sistemelor neliniare.

C. Aramă

B. F. KONEV, D. M. ARONOV, B. A. KUROV, A. P. LEBEDINSKI: **Motoare de automobile cu carburator.** Moscova, Maşghiz, 1960.

Îmbunătăţirea caracteristicilor economice şi de tracţiune ale automobilelor este strîns legată de perfecţionarea construcţiei motoarelor cu care acestea sînt echipate.

Cel mai răspîndit tip de motor de automobil continuă să rămînă motorul cu ardere internă cu piston. Lucrările efectuate în ţările cu o industrie constructoare de automobile dezvoltată, pentru crearea de motoare cu turbine cu gaze, deşi au înregistrat anumite succese, n-au ajuns la stadiul care să permită înlocuirea motoarelor cu piston. De aceea, perfecţionarea în continuare a motoarelor cu ardere internă cu piston şi în particular a celor cu carburator îşi păstrează întrutotul actualitatea. Pentru ţara noastră, problema perfecţionării în continuare a calculului, construcţiei şi metodelor de încercare prezintă o importanţă şi un interes deosebit.

Din acest punct de vedere, cartea „Motoare de automobile cu carburator”, scrisă de un grup de cercetători ai Institutului central de cercetări ştiinţifice în domeniul automobilelor şi motoarelor de automobil (NAMI), contribuie într-o măsură importantă la sistematizarea şi lărgirea cunoştinţelor noastre în problemele legate de studiul caracteristicilor motoarelor cu piston şi al metodelor de ridicare a acestora.

Avînd la bază un bogat material teoretic şi îndeosebi experimental original, în lucrare se prezintă metodele utilizate în încercarea motoarelor cu ajutorul instalaţiilor de frînare, se descrie aparatura cu care sînt echipate standurile de încercări, se indică metodica prelucrării rezultatelor încercărilor şi se arată modul în care se poate aprecia, pe baza rezultatelor obţinute, eficacitatea perfecţionărilor aduse în construcţia motoarelor.

Deoarece indicii tehnico-economici ai motorului depind de o serie de factori externi, autorii analizează în mod detaliat influenţa acestor factori asupra rezultatelor încercărilor.

Cartea poate fi utilizată de către specialiştii în domeniul motoarelor cu ardere internă cu piston în calitate de îndreptar pentru perfecţionarea şi crearea unor noi tipuri de motoare, precum şi de către studenţii institutelor de învăţămînt corespunzătoare.

Materialul expus în lucrare este grupat în 11 capitole şi 3 anexe, care cuprind 182 pagini de text şi 115 figuri.

În primul capitol autorii se ocupă de definirea şi clasificarea caracteristicilor motoarelor de automobil cu carburator, după cum urmează: caracteristica externă de turaţie, caracteristica pierderilor interne (mecanice, convenţionale), caracteristica de sarcină, caracteristici parţiale de turaţie, caracteristici de sarcină la diferite turaţii, caracteristica de mers în gol, caracteristica de mers forţat în gol, caracteristica de reglaj în funcţie de dozaj, caracteristica de reglaj în funcţie de avansul la aprindere şi caracteristica de detonaţie.

După gruparea acestor caracteristici în trei categorii, şi anume: caracteristici de turaţie, caracteristici de sarcină şi caracteristici de reglaj, în lucrare se arată că pentru efectuarea probelor obişnuite de verificare în cadrul uzinei este suficientă ridicarea caracteristicii externe de turaţie, de pierderi interne şi de mers în gol şi una sau cîteva caracteristici de sarcină.

În cazul efectuării probelor finale sau ale unor construcţii noi de motoare este necesară ridicarea tuturor caracteristicilor. Probele finale trebuie începute cu ridicarea caracteristicilor de reglaj, iar probele unor construcţii noi de motoare se încheie cu ridicarea acestor caracteristici.

În capitolul al doilea se prezintă instalaţiile necesare pentru efectuarea încercărilor. Se arată că un stand complet de laborator şi cercetare în domeniul motoarelor trebuie să cuprindă instalaţia de frînare şi fixare a motorului, instalaţia de răcire, instalaţia de ungere, instalaţia de alimentare cu combustie şi respectiv cu aer, instalaţia pentru evacuarea gazelor arse şi un pupitru de comandă a motorului, cu aparatele necesare efectuării măsurărilor. Prin analizarea particularităţilor constructive şi funcţionale, autorii pun în evidenţă avantajele şi dezavantajele diferitelor tipuri de instalaţii cu care sînt echipate standurile de încercări.

În cel de-al treilea capitol autorii descriu aparatele utilizate în tehnica măsurărilor subliniind condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească aparatele, precum şi precizia ce trebuie satisfăcută la măsurarea diferiţilor parametri în cadrul lucrărilor de încercare a motoarelor. Se arată că la efectuarea probelor curente trebuie măsuraţi următorii parametri: momentul motor, turaţia, consumul de combustibil, temperatura aerului ambiant, temperatura apei la ieşirea din motor, temperatura uleiului din carter, temperatura gazelor arse la ieşirea din galeria de evacuare, presiunea aerului ambiant, presiunea uleiului în magistrală, presiunea combustibilului după pompa de combustibil, depresiunea amestecului carburant în galeria de admisie şi unghiul de avans la aprindere.

În cadrul probelor de laborator şi cercetărilor ştiinţifice se măsoară în plus: consumul de aer, temperatura apei la intrarea în motor, temperatura apei în blocul cilindrilor, temperatura amestecului carburant la ieşirea din galeria de admisie şi umiditatea aerului ambiant. Capitolul al patrulea are ca obiect pregătirea lucrărilor de încercare şi prelucrare a rezultatelor obţinute. Autorii insistă în mod deosebit asupra necesităţii de a efectua o serie de verificări înainte de începerea încercărilor. Aceste operaţii se referă la verificarea stării mecanice a motorului, fazelor de distribuţie, dispozitivelor de avans automat centrifugal şi vacuumatic şi corespondenţei între caracteristicile motorului şi prescripţiile tehnice.

În capitolele următoare, autorii prezintă metodica de ridicare a caracteristicilor motorului. Astfel, în capitolul al cincilea se studiază caracteristica de reglaj în funcţie de dozaj, iar în capitolul al şaselea este analizată caracteristica de reglaj în funcţie de avansul la producerea scînteii. Se pune în evidenţă influenţa avansului la producerea scînteii, perioadei de inducţie la aprindere şi duratei fazei principale de ardere asupra diagramei indicate. De asemenea, se analizează influenţa unor factori ca dozajul, turaţia, temperatura amestecului carburant şi coeficientul de umplere asupra avansului optim la producerea scînteii, precum şi influenţa pe care o are avansul la scînteie asupra lucrului mecanic al diagramei indicate.

Construcţia caracteristicilor dispozitivelor automate de avans la producerea scînteii este tratată în ultima parte a acestui capitol.

În capitolul al şaptelea se prezintă metodica ridicării caracteristicii de detonaţie. După precizarea formei generale a acestei caracteristici, autorii pun în evidenţă influenţa unor parametri ca turaţia, coeficientul de umplere, dozajul, avansul la scînteie, temperatura amestecului carburant şi temperatura apei de răcire asupra cifrei octanice care trebuie să caracterizeze benzina. Materialul bogat prezentat în cadrul acestui capitol prezintă un interes deosebit. Astfel, analiza dependenţei dintre puterea dezvoltată de motor şi cifra octanică a benzinei folosite scoate în relief faptul că în multe cazuri datorită cifrei octanice reduse a benzinei fenomenul de detonaţie este o piedică în folosirea deplină a rezervelor de putere şi posibilităţilor economice ale motoarelor.

În capitolul al optulea se studiază metodica de ridicare a caracteristicilor de turaţie şi de determinare a pierderilor prin frecări ale motorului. Se analizează modul cum se poate aprecia rapiditatea şi economicitatea motorului privit prin prisma caracteristicii de turaţie.

Capitolul al noulea are ca obiect prezentarea modului de ridicare a caracteristicilor de sarcină ale motoarelor şi metodicii de punere în evidenţă a regimurilor de funcţionare celor mai economice.

Studiul caracteristicii de mers în gol formează obiectul capitolului al zecelea. Se analizează influenţa diferiţilor factori asupra caracteristicii de mers în gol şi în mod deosebit a lucrului mecanic consumat pentru învingerea frecărilor.

Tot în cadrul acestui capitol se precizează şi noţiunea de caracteristică de mers forţat în gol introdusă pentru prima dată de acad. E. A. Ciudakov. Deoarece acest regim de funcţionare a motorului este foarte puţin studiat în literatura de specialitate, materialul prezentat în lucrare are o importanţă deosebită. Se arată că pentru acest regim de funcţionare a motorului este specifică valoarea negativă a lucrului mecanic efectiv, deoarece lucrul mecanic indicat al motorului este mai mic decît lucrul consumat pentru acoperirea pierderilor interne, precizîndu-se că acest regim apare în cazul cînd automobilul se deplasează cu o viteză relativ mică, iar obturatorul carburatorului este închis la maximum, adică pînă la poziţia la care motorul poate lucra stabil la turaţia de mers în gol. Autorii subliniază că acest regim influenţează economicitatea generală a motorului şi impune anumite condiţii în ceea ce priveşte reglajul sistemului de alimentare, iar aprecierea calităţilor motorului, fără a ţine seamă de acest regim de funcţionare, ar putea fi incorectă.

În ultimul capitol se arată metodica de interpretare a caracteristicilor ridicate în cadrul încercărilor efectuate. După ce se arată că din acest punct de vedere caracteristicile se pot grupa în caracteristici de lucru şi de reglaj, autorii arată că interpretarea corectă permite, printre altele, să se pună în evidenţă posibilităţile de îmbunătăţire a indicilor tehnico-economici ai motorului şi să se compare motorul studiat cu alte motoare.

În prima anexă se prezintă documentaţia care se întocmeşte cu ocazia încercărilor, iar cea de-a doua se rezumă la o tabelă cuprinzînd valorile greutăţii specifice a aerului la diferite presiuni şi temperaturi atmosferice.

Ultima anexă conţine diferite caracteristici, îndeosebi externe, ale unor motoare sovietice şi străine ca : MZMA-401, MZMA-402, MZMA-407, M-20, GAZ-51, ZIL-120, M-21-B, M-21-V, Skoda-440, Tatra-603. Fiat-600, Volkswagen, BMW-600, Citroën, Ford V-8.

Scrisă succint, într-un mod deosebit de clar, însoţită de un bogat material experimental, în mare măsură original, cartea ,,Motoare de automobil cu carburator" contribuie la clarificarea şi precizarea unor probleme importante din domeniul încercării şi ridicării caracteristicilor motoarelor cu carburator.

V. Radcenco

L. V. EMELIANOV, L. A. JIVOTINSKI şi A. D. GITLEVICI. **Album pentru utilaj auxiliar de sudură.** Moscova, Proftehizdat, 1962, 123 pag., 93 fig.

În tehnologia modernă a construcţiilor de maşini, asamblarea prin sudură ocupă un loc principal.

Pentru realizarea asamblărilor prin sudură, atelierele sînt dotate cu dispozitive care permit plasarea acestora în poziţia favorabilă sudării.

În acest domeniu, albumul aduce o serie de date constructive, scheme şi fotografii a 74 de tipuri diverse de utilaje auxiliare pentru sudură, materialul respectiv fiind grupat în opt capitole.

Prima grupă conţine descrierea a opt tipuri de dispozitive care permit mişcarea în două planuri, cu dimensiunile mesei de fixare variind de la 1 700 × 1 700 mm pînă la 5 000 × 5 000 mm.

Greutatea piesei deplasate poate fi cuprinsă între 500 şi 10 000 kgf.

Antrenarea se face în cea mai mare parte prin reductoare mecanice, un singur tip fiind hidraulic.

În continuare, sînt descrise şase dispozitive de tip masă, pentru rotit piese de 400 pînă la 5 000 kgf. Sînt prezentate şi trei dispozitive speciale pentru rotit piesele în poziţie înclinată.

Următoarea grupă de utilaje cuprinde 18 tipuri de dispozitive pentru deplasarea în plan, fiind descrise în amănunt sistemele de rotire cu lanţ sau inele ; un capitol separat este rezervat dispozitivelor hidraulice pentru deplasare plană.

Dispozitivele de rotit virole, pentru sarcini de la 12 la 50 t, inclusiv detaliile constructive ale rolelor şi reductoarelor, formează obiectul capitolului următor.

În ce priveşte dispozitivele pentru susţinerea şi manevrarea agregatelor de sudură sînt prezentate în cadrul lucrării detalii ample legate de acest aspect.

Sînt redate soluţiile constructive cu coloană independentă, tip macara velociped, soluţia portal, platforme hidraulice cu mişcări în toate planurile.

În continuare, sînt analizate atît tipurile de straturi de flux, cît şi dispozitivele uzuale pentru absorbţia acestuia după execuţia sudurii.

Ultimul capitol al lucrării conţine descrierea unor agregate de curăţare, polizoare şi ciocane, precum şi a unor dispozitive de fixare pneumatică sau mecanică.

Lucrarea pune la îndemîna proiectanţilor un bogat material documentar în legătură cu utilajul component al liniilor de sudură, fiind utilă atît în cadrul proiectării, cît şi sub aspect tehnologic.

I. Bălănescu

H. SCHUMANN. **Metalurgie fizică** (Metallographie, Hennigsdorf Berlin, 1960). Bucureşti, Editura tehnică, 1962, 580 p., 1 012 fig., 76 tab.

În lucrare sînt prezentate în mod amănunţit cunoştinţele actuale în legătură cu structura metalelor, cu influenţa proceselor de prelucrare asupra structurii metalelor şi aliajelor, insistîndu-se în principal asupra corelaţiei dintre structură şi proprietăţile mecanice ale aliajelor feroase şi neferoase, ceea ce imprimă lucrării un caracter de utilitate imediată.

Prezentarea stadiului actual al cunoştinţelor în legătură cu structura metalelor se face în cadrul unei expuneri a metodelor moderne şi actuale de analiză utilizate în metalurgia fizică. În acelaşi sens sînt prezentate şi corect discutate diagramele de echilibru pentru metale şi aliaje. Metodica folosită pentru expunere are un vădit caracter didactic. Fiecare procedeu de analiză este considerat, în primul rînd, sub aspect principial, apoi în ce priveşte practica operaţională, prezentîndu-se în concluzie multe date experimentale, fotografii şi scheme, împreună cu interpretarea necesară. Evident, datorită modului de prezentare a problemelor atacate şi analizei corelaţiei dintre structură şi proprietăţile mecanice, lucrarea este utilă atît pentru inginerul mecanic, cît şi pentru cel metalurg.

Diagramele de echilibru ale metalelor şi aliajelor sînt discutate pe larg, devenind perfect inteligibile chiar în cazul unei culturi tehnice mai sumare. Aspecte caracteristice, ca descompunerea eutectică şi peritectică, variaţia solubilităţii în soluţii solide etc., nu sînt definite numai teoretic prin reprezentările grafice necesare, ci şi materializate prin fotografii clare şi sugestive.

Un aspect de mare importanţă pentru utilizarea practică a metalului sau a aliajului, influenţa asupra structurii a procedeului de prelucrare folosit, apare în lucrare suficient de amănunţit pentru a permite cunoaşterea particularităţilor structurale determinate de procesul de prelucrare considerat. Efectele procesului de turnare sînt urmărite sub aspectul segregaţiilor, retasurilor, suflurilor sau incluziunilor, precizate cauzal pornind de la condiţiile teoretice determinate prin diagramele de echilibru. Prelucrarea la rece sau la cald prin deformare plastică este analizată în strînsă legătură cu influenţa ei asupra proprietăţilor mecanice, utilizîndu-se pentru aceasta variaţiile structurale determinate de procesul de deformare. Lipirea şi sudarea sînt tratate mai sumar. În capitol se utilizează în largă măsură exemplificarea prin fotografii foarte clare şi nu prin schiţe. Seriile de fotografii comparative pentru acelaşi proces permit înţelegerea corectă şi imediată a influenţei variaţiei unui parametru al procesului asupra structurii aliajului.

Importanţa practică a aliajelor feroase a făcut ca analiza acestora să ocupe un loc deosebit în lucrare. Diagrama fier-carbon este amănunţit expusă, iar exemplele de calcul care însoţesc paragraful permit înțelegerea metodelor de determinarea constituenților structurali dintr-un aliaj fier-carbon considerat. Pe aceeași linie a aplicabilității practice imediate sînt analizate elementele de însoțire ale fierului într-un oțel oarecare, din punctul de vedere al influenței prezenței respective asupra calităților mecanice ale oțelului.

Tratamentul termic este considerat sub formele utilizate în practica tehnică, în strînsă legătură cu particularitățile de structură și cu proprietățile mecanice determinate.

Aspectele caracteristice ale oțelurilor aliate formează obiectul unui capitol separat. Problemele specifice în legătură cu fontele sînt mai sumar tratate.

În ce privește aliajele neferoase, autorul prezintă, mai în amănunt, aliajele aluminiului. Capitolul respectiv, ca de altfel întreaga expunere, este însoțit de fotografii edificatoare.

Un memorator tehnic general completează lucrarea.

În concluzie, trebuie menționat că lucrarea prezentată, analizînd cele mai importante aspecte ale metalurgiei fizice în continuă și strînsă legătură cu caracteristicile mecanice, constituie un prețios ajutor, nu atît pentru inginerii metalurgi, cît pentru cei mecanici. Cunoașterea și mai ales interpretarea corectă, în practică, a corelației dintre structură și proprietățile mecanice permit utilizarea judicioasă, tehnică a metalului. Evident, ținînd seamă de aceleași considerente lucrarea poate fi utilizată cu real folos și de studenții institutelor tehnice superioare.

M. Soare

R. C. JOHNSON. **Proiectarea optimă a organelor mecanice.** Ed. J. Wiley, New York-London, 1961, 535 pag.

Autorul urmărește stabilirea unei metode optime de proiectare a organelor de mașini, urmărind amplificarea maximă a efectelor pozitive. Alegerea în acest scop a materialelor și a dimensiunilor ține seamă și de cerințele particulare impuse de condițiile de funcționare a organelor proiectate.

Aparatul matematic folosit conferă lucrării un nivel înalt, corespunzător cerințelor proiectării moderne.

Lucrarea trezește interesul proiectanților din domeniul construcției de mașini atît prin importanța problemelor tratate, cît și prin ținuta sa tehnico-științifică.

După primul capitol de introducere, în capitolul al doilea se trec în revistă metodele matematice necesare proiectării, devenite clasice. Capitolul al treilea tratează problema deosebit de importantă a efectelor erorilor de prelucrare asupra calității. În al patrulea capitol se dezvoltă aparatul matematic superior, indicat în proiectarea modernă, ca de exemplu : relațiile mecanicii analitice și analogia electromecanică. În capitolul cinci sînt prezentate proprietățile materialelor considerate din punctul de vedere al rezistenței. Capitolul următor este închinat problemei coeficientului de siguranță, tratată în mod statistic. Se dau indicațiile necesare rezolvării unor probleme de primă importanță la nivelul proiectării, ca de exemplu : legătura cu abaterile de prelucrare. În capitolul al șaptelea se face sinteza metodei de proiectare optimă propusă de autor, apreciindu-se cazurile particulare. Lucrarea se termină cu o serie de exemple de aplicare practică a metodei elaborate de proiectare optimă pentru principalele organe de mașini (angrenaje, arcuri etc.).

C. A.

W. KLOTH. **Atlasul liniilor de forță în piesele de mașini.** Düsseldorf, Editura Stahleisen, 1961.

Calculul de rezistență în construcția de mașini se rezuma pînă în prezent, în principal, la utilizarea formulelor elementare ale rezistenței materialelor.

Pînă în prezent însă nu erau la dispoziția tehnicienilor elemente cu ajutorul cărora să se poată stabili solicitările reale în piesele complicate, în cazul îmbinărilor sau schimbărilor de secțiune, adică tocmai acolo unde apar solicitările maxime.

Pentru dimensionarea și siguranța în funcționare a unei piese este determinată solicitarea maximă, ajungîndu-se astfel la o utilizare nerațională a materialului.

Față de noile tendințe în construcția de mașini care prevăd utilizarea cît mai rațională a materialului, cunoașterea solicitărilor reale este o condiție fundamentală.

Atlasul analizat reprezintă o lucrare bazată pe rezultatul studiilor și experiențelor realizate în decurs de zece ani.

În cadrul introducerii sînt descrise metodele utilizate pentru realizarea măsurărilor și pentru materializarea liniilor de forță prin diverse metode, de exemplu prin acoperirea piesei cu var.

Primele două capitole se referă la îmbinările diferite ale tipurilor de profile folosite în practica curentă, cuprinzînd, afară de calculul elementar de rezistență, și diagramele distribuției liniilor de forță, precum și fotografia piesei încercate.

Următoarele două capitole cuprind, tratate în același mod, îmbinările țevilor de secțiune circulară sau pătrată.

Elementele pentru transmisia eforturilor sînt prezentate în capitole separate — clasificate în funcție de profilul de bază. Aspecte diferite, frecvent întîlnite în construcția de mașini, ca : întărirea orificiilor cu elemente tubulare, mărirea rezistenței pereților de tablă, îmbinări nituite sau prin puncte de sudură, îmbinări cu eclise pentru profile laminate sînt analizate în capitolele următoare.

În cadrul ultimei părți a lucrării sînt cuprinse elemente, piese sau organe — mai puțin generale însă de mare utilitate practică — ca piese pentru autovehicule (șasiuri, elemente de întărire pentru șasiuri, cabină pentru autocamion etc.) sau ca palete pentru ventilator mare, șasiuri fără cadru pentru tractor etc.

Lucrarea are un volum de 544 pagini repartizate în 15 capitole, cu o prezentare grafică deosebit de îngrijită. Atlasul fiind editat pe hîrtie cretată, diagramele și figurile sînt foarte clare.

Utilitatea lucrării pentru proiectanții și inginerii din domeniile construcțiilor de autovehicule, construcțiilor metalice sau de utilaje, este de necontestat.

I. Bălănescu

Cronică

Sesiunea tehnico-științifică a Institutului de studii, cercetări și proiectări tehnologice pentru industria constructoare de mașini, utilaje și industria electrotehnică

În zilele de 18—19 aprilie 1963 a avut loc la București sesiunea tehnico-științifică cu tema ,,Realizări și tendințe în industria constructoare de mașini'', organizată de Institutul de studii, cercetări și proiectări tehnologice pentru industria constructoare de mașini, utilaje și industria electrotehnică, la care s-au prezentat și discutat cele mai însemnate lucrări de cercetare și cele mai importante realizări în proiectarea utilajelor din industria constructoare de mașini, utilaje și industria electrotehnică.

În total au fost prezentate 26 de comunicări privind realizările obținute în cadrul institutului, precum și tendințe noi în industria constructoare de mașini.

— Influența seriei de fabricație asupra consumului de muncă și prețului de cost al produselor, de ing. *M. Gavrilescu*, în care se prezintă o analiză privind influența mărimii de fabricație asupra consumului specific de muncă și asupra prețului de cost al produselor în diferite domenii ale industriei constructoare de mașini (cicluri tehnologice parțiale și complete de fabricație, semifabricate, prelucrări, producția de mașini-unelte, producţia de motoare, producţia de autovehicule etc.) şi pe această bază se stabilesc relaţiile generale numai în funcţie de seria de fabricaţie, fără a mai necesita o calculaţie structurală pe preţuri de cost. În referat se arătă că această metodă prezintă o aproximaţie suficientă pentru calculele efectuate în cadrul lucrărilor de studii, proiectare, pregătire a fabricaţiei, făcînd posibilă preliminarea consumului de muncă şi a preţului de cost, în vederea stabilirii influenţei volumului de producţie şi a specializării producţiei, precum şi eficienţei economice a acestora.

— Problemele teoretice şi experimentale la turboambreiajele realizate în R.P.R., de ing. *N. Peligrad*, în care se arată principiul lor de funcţionare, scoţîndu-se în evidenţă rolul funcţional pe care îl au în aparatele în care se montează; se analizează ecuaţiile lor fundamentale, se întocmeşte bilanţul pierderilor, precizîndu-se relaţia după care se calculează randamentul şi legătura dintre acesta şi alunecare şi se indică în întregime calculul hidraulic al ambreiajului. Se prezintă caracteristicile experimentale obţinute pe standul de probă, atît la modelul experimental cît şi la fabricaţia în serie şi se compară aceste date cu cele teoretice.

De asemenea, se arată modul de funcţionare a unui turboambreiaj cuplat cu un motor Diesel.

— Aspecte teoretice la calculul transmisiilor de mare putere cu lanţuri cu role şi realizările obţinute la utilajul petrolier, de ing. *V. Cristea*, în care se arată că, adoptîndu-se un anumit coeficient de siguranţă şi ţinîndu-se seama de eforturile provenite din forţa centrifugă, se pot determina anumite limite teoretice de funcţionare ca: viteză limită, viteză economică, viteză optimă şi lucru mecanic de frecare minim, care însă nu pot fi asigurate prin materialele şi tehnologia folosite în prezent la fabricaţie, rezultînd limite practice care sînt arătate în lucrare.

— Folosirea raţională a puterii hidraulice la sape, de ing. *D. Constantinescu* şi *N. Mereanu*, în care se arată că spălarea sapei constituie un factor deosebit de important pentru eficacitatea de foraj şi se analizează cele două aspecte ale funcţiei fluidului de foraj la talpa sondei: spălarea propriu-zisă şi efectul său hidromonitor, arătîndu-se rezultatele obţinute în ţară.

— Determinarea indicilor tehnico-economici pentru proiectările de uzine constructoare de maşini, de ing. *N. Şoneriu*, în care se analizează indicii tehnico-economici folosiţi uzual în proiectare, arătîndu-se prin exemple posibilităţile de mărire a preciziei acestora.

— Contribuţii la stabilirea unei metode generale de proiectare a şantierelor navale pentru construcţii noi de vase, de ing. *A. Dumitrescu*, ing. *A. Buzescu* şi ing. *N. Galin*, în care se prezintă o metodă generală de proiectare a şantierelor navale, a cărei fundamentare se face analitic pe baza unor indicatori tehnico-economici.

— Linii de vopsire la uzinele de maşini agricole „Semănătoarea" din Bucureşti, de ing. *D. Popovici*, în care se expun principiile constructive şi funcţionale ale celor patru linii de vopsire proiectate de I.T.C.M.E. pentru uzinele „Semănătoarea" tratîndu-se particularităţile importante ale utilajelor componente, în special ale staţiei de antrenare de tip caterpilar, prima de acest fel construită în ţară.

— Sisteme noi de distribuţie a energiei electrice în întreprinderile industriale, de ing. *N. Mironescu*, în care se prezintă o descriere a sistemelor noi de distribuţie proiectate în cadrul Institutului de studii tehnologice pentru industria constructoare de maşini, utilaje şi industria electrotehnică şi realizate la diferite uzine metalurgice din ţară.

— Protecţia muncii şi tehnica securităţii în proiectare, de ing. *Al. Steriopol*, în care se arată felul în care proiectanţii din cadrul I.T.C.M.E. au contribuit la îmbunătăţirea condiţiilor de muncă.

— Aparate pentru controlul dimensional în construcţia de maşini, de ing. *M. Iosupescu* şi ing. *R. Moţoi*, în care se arată că dezvoltarea automată a aparatelor de control s-a făcut în trei direcţii: aparate pentru control activ, aparate pentru control pasiv (final) şi aparate pentru sortare dimensională şi că în R.P.R. s-au realizat de către I.T.C.M.E. mai multe aparate de control, precum şi aparatajul bază pentru controlul pneumoelectric şi electric (contacte).

— Eficacitatea tehnico-economică a folosirii maşinilor-unelte agregate în construcţia de maşini, de ing. *Dragoş Simionescu*, în care se analizează aspectele tehnice şi economice ale folosirii maşinilor-unelte agregate şi a liniilor transfer în industria constructoare de maşini.

— Sisteme de comandă automată a ciclurilor de lucru la maşini-unelte automate şi maşini agregat, de ing. *I. Gogoaşe*, în care se analizează cele mai caracteristice sisteme de comandă automată, proiectate şi aplicate în industria constructoare de maşini-unelte din R.P.R., prezentîndu-se aspecte ale sistemelor de comandă enunţate.

— Stabilitatea vitezei de avans a mecanismelor acţionate hidraulic, de ing. *V. Marin*, în care sînt analizate sistemele cu şi fără stabilizatori de viteză, ca şi sistemele de acţionare hidraulică aservite la o mişcare de referinţă şi se prezintă experienţele şi realizările I.T.C.M.E. în problema stabilităţii vitezei de avans, la acţionarea mecanismelor de avans ale maşinilor agregat şi ale liniilor transfer.

— Alimentarea automată a maşinilor-unelte, de ing. *Gh. Văleanu*, în care se prezintă problema automatizării fazelor auxiliare legate de alimentarea cu piese a maşinilor-unelte, perspectivele de tipizare şi cîteva realizări în acest domeniu ale I.T.C.M.E.

— Dispozitive demontabile universale din elemente tipizate, de ing. *I. Manceak*, în care se prezintă principalele caracteristici tehnice şi economice ale acestor dispozitive, sistemele constructive folosite în diferite ţări şi studiile întreprinse de I.T.C.M.E. în această direcţie, precum şi garnitura experimentală de elemente tipizate pentru asamblarea dispozitivelor demontabile universale, proiectată şi experimentată de I.T.C.M.E., bazată pe principiul sistemului sovietic U.S.P.

— Instalaţia de încălzire prin inducţie a semifabricatelor de forjare cu fibraj continuu a arborilor cotiţi pentru motoare Diesel, de ing. *O. Smighelski* şi *Gh. Nae*, în care se descrie instalaţia de încălzire parţială a semifabricatului pînă la temperatura de forjare, cu ajutorul unui inductor de formă solenoidală, alimentat cu un curent electric de frecvenţă industrială de 50 Hz.

— Relaţii dintre coroiaj şi caracteristicile mecanice la oţelurile pentru arbori cotiţi de la motoarele Diesel mari, de ing. *W. Woinarowski* şi ing. *A. Ruegg*, în care se prezintă determinarea relaţiilor dintre coroiajul realizat prin forjare şi proprietăţile mecanice, în vederea stabilirii unor mijloace de determinare a coroiajului optim pentru obţinerea de caracteristici mecanice optime la oţeluri folosite pentru confecţionarea arborilor cotiţi de la motoarele fabricate la uzinele „23 August"-Bucureşti.

— Elaborarea şi turnarea fontelor cu conţinut ridicat de siliciu, de ing. *N. Şerban* şi ing. *T. Şteflea*, în care se prezintă rezultatele studiului întocmit în vederea înlocuirii parţiale a pieselor turnate din oţeluri refractare cu piese turnate din fonte aliate cu siliciu, stabilirea compoziţiei optime a fontei aliate cu siliciu, precum şi posibilităţile de elaborare şi turnare.

— Maşini de călit superficial roţi dinţate, de ing. *L. Zamfirescu*.

— Turle şi masturi. Contribuţii teoretice de calcul. Realizări actuale şi rezultatele încercărilor, de ing. *E. Nicoară*.

— Construcţii metalice din tablă subţire presată, de ing. *S. Cosminovici*.

— Metoda directă de calcul al sistemelor static nedeterminate în construcţii, de ing. *I. Cerchez*.

— Cuptoare rotative de clincher şi metode moderne de calcul în proiectarea lor, de ing. *R. Cunescu* şi ing. *G. Vasiliev*.

— Pod rulant siderurgic de 175 t realizat în R.P.R., de ing. *I. Marinescu*, ing *L. Coman*, ing. *V. Cîrlan* şi ing. *I. Teişeanu*, în care sînt prezentate problemele funcţionale şi constructive ale podului rulant de turnare cu care a fost dotată oţelăria nouă Siemens-Martin de la Combinatul Siderurgic Reşiţa.

— Consideraţii teoretice cu privire la capacitatea de transport a podurilor transbordoare cu regim de funcţionare ciclic, de ing. *M. Gherman*.

— Cercetarea fibrajului la elaborarea unei tehnologii pentru fabricarea arborilor cotiţi, de ing. *I. Marinescu* şi ing. *I. Coman*.

Comunicările prezentate au reuşit să îmbine aspectele ştiinţifice cu cele practice.

Temele tratate au fost legate de cerinţele industriei şi conţinutul lor, bine documentat, contribuie la ridicarea nivelului tehnic al industriei noastre.

A VIII-a expoziţie internaţională de ambalaje

Între 4 şi 12 septembrie 1963 va avea loc la Londra cea de-a opta expoziţie internaţională de ambalaje. Vor expune aproximativ 400 de producători din zece ţări ale Europei şi Americii de Nord. Va fi prezentat un mare număr de maşini pentru etichetat, marcat, lipit, pentru tipărit cutii ; de asemenea, conteinere, materiale, butelii etc. În legătură cu materialul ce urmează a fi prezentat se pot preciza cîteva informaţii preliminare.

Va fi expus un dispozitiv cu rolă pentru marcat ambalaje de carton, cutii, baloturi, tamburi etc. Timpul necesar pentru marcarea ambalajului este redus la 5%, în raport cu timpul necesar în cadrul marcajului cu pensula. Dispozitivul comportă două role de distribuţie şi o rolă de alimentare cu cerneală. O dată încărcat cu cerneală — timpul de încărcare durează 30 de secunde — dispozitivul permite 500—1 000 de marcaje clare, înainte de a necesita o nouă încărcare. Se utilizează o cerneală specială pentru suprafeţele metalice sau vopsite. Pentru suprafeţe poroase este posibilă mărirea debitului de cerneală.

În legătură cu etichetarea buteliilor va fi prezentată o instalaţie de etichetat butelii de secţiune circulară sau dreptunghiulară, proiectată pentru a fi utilizată cu echipamente suplimentare de umplut, capsulat şi ambalat. Buteliile transportate pe bandă trec într-un dispozitiv de centrare. Etichetele manipulate pneumatic sînt unse cu cleiul necesar şi lipite cu o viteză maximă de 300 de bucăţi pe minut.

Va fi prezentat un dispozitiv-miniatură pentru imprimat indicative pe ambalaje de polietilenă, hîrtie cerată sau celofan. Dispozitivul poate fi montat în partea finală a unei maşini de împachetat, imprimînd combinat prin presiune şi căldură cu o viteză maximă de 120 de amprente pe minut.

O altă maşină, complet automată, permite fixarea a 7 200 de etichete pe butelii în interval de o oră. Caracteristic pentru instalaţia expusă este sincronizarea dintre diversele secţiuni, astfel încît dispozitivul de alimentare cu butelii, cu etichete şi cel de încleiere nu pot funcţiona decît concomitent.

Vor mai fi prezentate maşini pentru imprimare în două culori pe filme, foi sau butelii, maşini pentru imprimat multicolor sau cu cerneală termoplastică pe sticlă prevăzute cu dispozitive pentru umflarea sticlelor de material plastic înainte de imprimare, dispozitive pentru imprimat instrucţiuni de utilizare sau data fabricaţiei etc.

Se mai remarcă o maşină de imprimat direct pe sticlă, material plastic sau metal, fără utilizarea etichetelor. Instalaţia permite imprimarea multicoloră cu o viteză de 3 000 de imprimări pe oră.

Rezolvarea problemei etichetării buteliilor este completată şi cu o altă serie de exponate, automate sau semiautomate, cu diverse viteze de lucru, prevăzute cu dispozitive de selectare mecanică sau pneumatică.

Sesiunea tehnico-ştiinţifică a Uzinei Electroputere — Craiova

În zilele de 17—18 mai a.c. a avut loc la Craiova sesiunea de comunicări tehnico-ştiinţifice a uzinei ,,Electroputere''. S-au prezentat numeroase comunicări privind realizările uzinei ,,Electroputere'' în fabricaţia locomotivei Diesel electrice, a transformatoarelor, a aparatajului de înaltă tensiune şi a maşinilor electrice rotative, precum şi ridicarea performanţelor tehnice ale produselor uzinei prin cercetări tehnico-ştiinţifice.

Dintre comunicările prezentate se menţionează :

Ridicarea performanţelor tehnice ale produselor uzinelor ,,Electroputere'' prin cercetări tehnico-ştiinţifice, de ing. *Vl. Popovici*, ing. *V. Stanciu* şi ing. *D. Cristea.*

Ridicarea productivităţii muncii la fabricaţia locomotivei Diesel electrice, de ing. *Vl. Popovici*, ing. *A Enăchescu* şi ing. *Fl. Burdubuş.*

Modernizarea cuptorului pentru lăcuit tole de la fabrica de maşini electrice rotative, de *A. Dombi*, ing. *M. Matei* şi ing. *V. Şendroiu.*

Realizări în domeniul autoutilării, de ing. *M. Matei.*

Preocupările actuale şi perspectivele de dezvoltare a lucrărilor de proiectare privind utilajele de mecanizare, de ing. *Vl. Popovici* şi ing. *E. Mîrzan.*

Electrotensometria folosită pentru determinarea eforturilor unitare în construcţii la LDE, de ing. *V. Bărbulescu*, ing. *I. Burdubuş* şi ing. *I. Marcovici.*

Introducerea defectoscopiei nedistructive prin ultrasunete la uzinele ,,Electroputere'', de ing. *M. Băltănoiu* şi ing. *S. Şontea.*

Studiu asupra posibilităţilor de ridicare a performanţelor locomotivei Diesel electrice de 2 100 CP, de ing. *A. Enăchescu*, ing. *W. Wagner* şi ing. *I. Ciobanu.*

Introducerea tablei laminate la rece în fabricaţia transformatoarelor de putere :

— încercări magnetice pe probe de materiale şi miezuri experimentale, de ing. *C. Ambrosie* şi ing. *E. Stănescu* ;

— cercetarea proprietăţilor tablei laminate la rece prin metalografie, de ing. *S. Şontea.*

Perspectivele dezvoltării şi modernizării fabricaţiei aparatajului electric din uzinele ,,Electroputere'' în perioada 1963—1970, de ing. *V. Stanciu* şi ing. *V. Niţă.*

Încercarea contactelor la uzură de arc, de acad. dr. ing. *A. Avramescu* (ICET) şi ing. *I. Marinescu* (ICET).

Aspecte din studiul ventilaţiei maşinilor electrice şi încercărilor la încălzire ale motoarelor asincrone folosind scheme sintetice, de ing. *Gh. Galbenu* şi ing. *O. Drăgănescu.*

Materiale izolante superioare folosite în construcţia maşinilor electrice rotative la uzinele ,,Electroputere'', de ing. *N. Simonetti.*

Comportarea materialelor izolante utilizate în construcţia maşinilor şi aparatelor electrice de înaltă tensiune în condiţiile climatului tropical umed, de ing. *C. Burdulea.*

Cercetări experimentale privind tropicalizarea produselor electrotehnice la uzinele ,,Electroputere'', de ing. *C. Burdulea*, ing. *B. Mathe* şi ing. *V. Stanciu.*

Contribuţii privind elaborarea normelor de etalonare şi folosire a defectoscoapelor ultrasonice, de ing. *M. Băltănoiu*, ing. *S. Şontea* şi ing. *A. Bernath* (Baza Academiei R.P.R.-Timişoara).

Folosirea amestecurilor de formare întărite cu CO_2 la piesele care nu se pot turna prin alte metode, de ing. *N. Roşca*, ing. *F. Nicola* şi *S. Terpovici.*

Comunicările prezentate, bine documentate, au oglindit realizările şi progresul tehnic în cadrul uzinei ,,Electroputere'' — Craiova.

Consfătuire la Uzinele ,,Hidromecanica'' din Braşov, cu tema : Aplicarea danturii Novikov la angrenaje

La uzinele ,,Hidromecanica'' din Braşov a avut loc o consfătuire cu tema ,,Aplicarea danturii Novikov la angrenaje'', la care au participat delegaţi din principalele uzine constructoare de maşini din ţară.

Cu ocazia acestei consfătuiri s-au prezentat referate ale colectivului care a realizat primele turboambreiaje în ţara noastră, echipate cu angrenaje prevăzute cu dantură Novikov. Tov. conf. ing. *C. Wanyorek* (I. P.-Braşov) a expus pe larg caracteristicile tehnice, specificul tehnologiei de fabricaţie şi avantajele tehnico-economice oferite de aceste angrenaje faţă de cele ale angrenajelor cu dantură în evolventă, arătîndu-se că folosirea acestor angrenaje a fost experimentată cu succes la turboambreiajele destinate acţionării instalaţiilor de foraj tip 4LD. Se arată, de asemenea, principalele avantaje ale acestor angrenaje : înlocuirea oţelurilor aliate prin oţeluri nealiate, înlocuirea tratamentului termochimic de cementare — călire — detensionare printr-o simplă călire urmată de revenire înaltă, fără să mai fie necesară rectificarea, toate aceste operaţii putînd fi uşor executate fără să fie nevoie de utilaje sau materiale speciale.

Tov. ing. *Gh. Miloiu* (I.P. — Braşov) a prezentat apoi o descriere tehnicomatematică a principiului de funcţionare şi de proiectare a angrenajelor Novikov.

Serviciul de control tehnic al uzinelor ,,Hidrodinamica'' a arătat o serie de particularităţi şi dificultăţi întîmpinate în cursul fabricaţiei acestor angrenaje şi felul cum s-au remediat.

Tov. ing. *Stroescu Iulian* a arătat rezultatele obţinute în exploatare la turboambreiajele echipate cu aceste angrenaje, care funcţionează de aproape un an în mai multe schele din ţară.

Discuţiile care au urmat au scos în evidenţă faptul că angrenajele Novikov se pot aplica atît în fabricaţii de serie cît şi în producţia de unicate sau de serie mică, deci pot avea o largă utilizare în industria constructoare de maşini.

INFORMAŢII

Eficacitatea economică a utilizării materialelor plastice în industrie

Folosirea pe scară tot mai mare a materialelor plastice în industrie are o mare influenţă în ce priveşte îmbunătăţirea folosirii capacităţilor de producţie. Creşte foarte mult volumul producţiei atît pe metrul pătrat de suprafaţă de producţie, cît şi pe unitatea de utilaj. Sporeşte producţia pe o rublă de fonduri fixe, ceea ce are ca urmare eliberarea nu numai de suprafeţe de producţie, ci şi de utilaj de aşchiere şi de presare a metalului. Aşa, de exemplu, în industria de rulmenţi executarea produselor din materiale plastice face să se reducă cantitatea de utilaj de trei ori şi suprafaţa de producţie de două ori, iar volumul producţiei pe metru pătrat creşte de 1,9 ori. În construcţia de automobile, executarea diferitelor piese din polimeri va permite să se elaboreze întregul parc de maşini de copiat şi frezat, să se reducă utilajul necesar de aproape 1,9 ori, suprafeţele de producţie — de două ori şi să crească volumul producţiei pe un metru pătrat de 2,1 ori.

De asemenea, utilizarea materialelor plastice în construcţia de maşini măreşte în mare măsură durata de funcţionare şi siguranţa în exploatare a pieselor. Pompele centrifuge confecţionate din materiale plastice (înainte ele se executau din fontă) lucrează un timp mult mai îndelungat, 1 800—3 600 de ore în loc de 100—360 de ore.

Durabilitatea lagărelor de lunecare executate din materiale plastice pe bază de fibre lemnoase creşte, în comparaţie cu aceea a lagărelor de bronz, de 4—15 ori. Folosirea fluoroplastului la confecţionarea pompelor măreşte durata de funcţionare a acestora de la 500 la 3 000 de ore, adică de şase ori. În acelaşi timp, întreruperile pentru reparaţii se reduc de la 120 la 4 zile, iar coeficientul de utilizare a utilajului creşte cu 40%. Trecerea la căptuşirea vaselor electrolitice cu materiale plastice pe bază de vinilin în loc de plumb face să crească durata de funcţionare între două reparaţii capitale de la patru la cinci ani, adică cu 25%.

Noi metode de calcul pentru motoarele de automobil

În cadrul Institutului de cercetări ştiinţifice pentru industria constructoare de automobile din Praga au fost elaborate metode noi de calcul al canalelor de pompare şi eşapament şi al camerelor de ardere internă la motoare. Cu ajutorul acestor calcule a fost realizat prototipul unui scuter la care, odată cu scăderea consumului de combustibil şi cu micşorarea zgomotului motorului, s-a izbutit să se sporească puterea de la 7,5 la 10,5 CP.

De asemenea, pe baza studiului uzurii motorului s-a construit un filtru de aer care purifică aerul aproape sută la sută. Durata de funcţionare a motoarelor prevăzute cu aceste filtre se măreşte de aproape patru ori.

Dispozitiv automat pentru strunguri

La uzina constructoare de maşini din Vazograd (Republica Populară Bulgaria) a fost construit un dispozitiv automat pentru strunguri. Două „mîini mecanice" apucă piesele cilindrice, le transportă şi le aşază în vederea operaţiei de prelucrare, pun strungul în mişcare şi aşteaptă pînă ce operaţia de prelucrare s-a sfîrşit.

După aceea, „mîinile mecanice" iau piesele din nou şi le aşază pe o linie de flux pentru prelucrarea ulterioară a acestora.

Utilizarea acestui nou dispozitiv automat va face posibilă trecerea la alte munci a 50 de muncitori şi va asigura realizarea de economii anuale în valoare de aproape 60 000 de leva.

Noi maşini pentru efectuarea lucrărilor agricole

Începînd din anul 1962, industria constructoare de maşini agricole din Uniunea Sovietică produce noi tipuri de maşini de încărcat cereale ZS—60 şi ZPN—60. Maşina de încărcat cereale cu acţiune continuă ZS—60 este destinată pentru lopătarea mecanică a cerealelor, pentru formarea stivelor şi încărcarea acestora în diferite mijloace de transport. Lăţimea de lucru a dispozitivelor de alimentare este de 5,2 m. Maşina este pusă în funcţiune de un electromotor de 7 kW sau de motorul cu benzină UD—28, greutatea este de 800 kg şi realizează o productivitate de aproape 60 t/h.

Maşina de încărcat cereale cu acţiune continuă ZPN—60 este folosită la încărcarea cerealelor, la lopătarea cerealelor şi la formarea grămezilor. Lăţimea de lucru a dispozitivelor de alimentare este de 4 m, viteza de lucru, de aproape 55 m/h, productivitatea, de 60 t/h, iar greutatea este de 520 kg. Maşina ZPN—60 poate fi suspendată pe tractoarele DT—14 şi DT—20 şi este condusă de un tractorist. Maşina de încărcat cereale ZPN—60 suspendată pe tractor are avantaje faţă de maşina autopropulsată de încărcat cereale, din punctul de vedere al uşurinţei de manevrare. Ea se deplasează cu rapiditate de la o grămadă de cereale la alta. Lucrul acesta are o importanţă deosebită pentru gospodăriile în care se recoltează în acelaşi timp mai multe culturi cerealiere.

Aplicarea izotopilor radioactivi în industria constructoare de maşini

Folosirea izotopilor radioactivi are o deosebită însemnătate în ceea ce priveşte determinarea uzurii sculelor aşchietoare, a matriţelor, a cilindrilor de laminare, cum şi a părţilor active ale motorului cu ardere internă şi ale maşinilor-unelte pentru aşchiat metale. Uzura motorului de putere medie, de exemplu, este determinată prin rodaj timp de 500 de ore, prin demontare, măsurări etc. Prin utilizarea izotopilor radioactivi, timpul necesar pentru stabilirea uzurii este redus la 50 de ore. Dacă se ţine seamă de faptul că în cursul unui an se efectuează aproape 10 000 de probe, economiile obţinute se ridică la zeci de milioane de ruble. În acelaşi timp, prin cercetarea uzurii cu ajutorul izotopilor este posibil să se acţioneze cu eficienţă şi la timp asupra reducerii uzurii, fapt care duce la realizarea de însemnate economii în exploatarea maşinilor.

Prin utilizarea izotopilor radioactivi la studiul uzurii sculelor aşchietoare se rezolvă două probleme: se determină regimurile optime de aşchiere, iar consumul de scule aşchietoare şi de metale în timpul probelor este redus de aproape 50 de ori.

În ceea ce priveşte eficienţa economică a aplicării izotopilor radioactivi în construcţia de maşini şi în industria prelucrătoare, cel mai mare interes îl prezintă controlul cu ajutorul metodei gama-defectoscopiei al pieselor turnate şi al cusăturilor sudate, controlul grosimii laminatelor şi a straturilor de acoperire, automatizarea controlului semifabricatelor trecute în fabricaţie şi calculul numeric al produselor fabricate etc.

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîşlennosti nr. 1/1963. Procesele tehnologice noi — baza automatizării complexe a producţiei; *P. A. Ţvetkov* — Căile de reconstrucţie a uzinei de automobile Lihacev; *N. I. Borisov* — Mărirea duratei de funcţionare a motoarelor; *A. M. Kurilov* — Realizarea constructivă şi tehnologia reparării pieselor de automobil; *V. A. Rojdov, E. S. Savuşkin* şi *P. A. Ciuiko* — Problema stabilităţii transversale a semiremorcilor; *D. B. Ghelfgat, V. A. Oşnokov, D. A. Mihailiuta* şi *B. N. Orlov* — Studiul rezistenţei cabinei autocamionului ZIL—130; *I. V. Pirkovski* şi *N. N. Iaţenko* — Influenţa schemei constructive a acţionării punţilor-motoare din faţă ale automobilelor asupra calităţilor lor economice şi de tracţiune; *V. A. Ilarionov, V. T. Panfilov* şi *A. D. Derbaremdiker* — Studiul caracteristicilor hidraulice ale supapelor amortizorului; *M. A. Golovicer* — Roţi fără discuri pentru autocamionul ZIL—130; *N. F. Bociarov, E. B. Kradinov* şi *V. I. Gusev* — Aparat pentru măsurarea deformaţiilor radiale ale anvelopelor speciale; *M. M. Kobrin* şi *L. M. Lelciuk* — Încercările de stand ale şasiurilor autocamioanelor la oboseală; *L. A. Klimin* şi *A. P. Gorin* — Aparat pentru măsurarea automată a consumului de combustibil; *M. A. Sazar* — Introducerea noilor mărci de oţeluri rapide în industria de automobile; *A. D. Litvinenko, I. B. Driaşin* şi *V. M. Cirkin* — Table laminate la rece cu proprietăţi superioare la întindere; *V. G. Palatko* — Semiautomat pentru montajul carterelor cutiei de viteze; *P. V. Mînkin* şi *I. A. Orlov* — Filetarea în conductoarele rotative cu mai multe poziţii pe maşini universale de găurit; *M. G. Lebedev* şi *A. M. Smurov* — Prelucrarea parametrilor şi asimilarea procesului de matriţare a pinioanelor dinţate de automobil; *A. V. Meteliţa* şi *B. I. Ţitovici* — Metodă grafică de descriere a succesiunii de intrare în funcţiune a acţionărilor pneumatice şi a aparaturii de conducere; *I. N. Funstein* — Baie lichidă universală pentru cianurare fără utilizarea sărurilor cianurate otrăvitoare; *M. A. Klementiev* — Automobilele firmei Volkswagen; *G. P. Bogdanov* — Suspensiile automobilelor tip 1962, străine; *A. A. Sadovnikov* şi *E. A. Bloştein* — Pentru onoarea mărcii uzinei. Invenţii sovietice privind construcţia şi tehnologia automobilelor introduse în producţie; *G. P. Lîzo* — Recenzia cărţii lui I. B. Barski „Construcţia şi calculul tractoarelor".

Avtomobilnaia promîşlennosti nr. 3/1963. *B. S. Lifşiţ, I. A. Tomaşpolski, A. A. Karocikina, S. A. Proţerov* şi *A. N. Vasileva* — Tarife interne de uzină pentru scule şi dispozitive; *B. A. Vzorov* — Studiul tensiunilor termice ale pieselor grupului cilindru-piston al motorului M—21; *R. P. Lahno* — Caracteristicile externe şi parţiale de turaţie unice relative ale motoarelor în patru timpi cu carburator; *R. A. Akopian* — Studiul suspensiilor autobuzelor LAZ; *A. S. Sternberg* — Utilizarea sistemului de aprindere cu bujie semiconductoare pentru pornirea motorului cu turbină cu gaze; *N. A. Buharin* şi *A. A. Maliukov* — Studiul diferenţialului cu frecare hidraulică; *K. I. Sîtin* — Calculul accelerării automobilului cu transmisie hidromecanică; *I. V. Balobin* şi *V. A. Putin* — Problema construcţiei raţionale a fixării roţilor-disc ale autocamioanelor ; *A. S. Brîkov* — Reglajul forţelor de frînare pe axele turismelor; *I. A. Eccistov* — Rularea roţii de automobil pe un drum tare; *V. P. Lucacev* şi *V. R. Stukanov* — Aparatură pentru măsurarea automată a consumului de combustibil prin metoda gravimetrică; *S. K. Nosov* — Studiul calităţii segmenţilor de piston turnaţi individual în procesul prelucrării mecanice şi tratamentului termic; *N. A. Karsev* şi *N. M. Denşcik* — Parametrii geometrici ai rolelor de deformare în capetele de balansare; *G. D. Rogoza* — Alegerea tablei de oţel şi utilizarea ei raţională în construcţia caroseriilor; *G. I. Kalaşnikov* — Mecanizarea transportului semifabricatelor de la cuptorul de încălzire la matriţă; *L. A. Ulisov* — Instalaţie pentru încărcarea şasiurilor de automobile; *I. S. Koslovski* — Mărci de oţeluri şi regimuri de tratament termic folosite în S.U.A. pentru piesele importante ale automobilelor; *A. G. Zubakin* şi *V. E. Tolski* — Seminar pe tema reducerii zgomotului produs de automobile; *E. A. Bloştein* şi *S. I. Polevoi* — Pentru progresul tehnic pe fiecare loc de muncă; *E. A. Borskaia, Z. A. Kobzeva* şi *M. S. Kiseleva* — Noi tipuri de tije fixatoare; *N. P. Kovalev* — Lărgirea domeniului de utilizare a metalelor uşoare în construcţia de automobile a ţărilor capitaliste.

Avtomobilnaia promîşlennosti nr. 4/1963. *R. V. Rotenberg* — Calculatoarele electronice şi progresul tehnic în construcţia automobilelor; *I. N. Velcikin, E. V. Isaev, A. I. Nisnevici* şi *I. V. Pustovalov* — Influenţa diferitelor metode de mărire a puterii asupra uzurii segmenţilor de piston ai motorului Diesel de tracţiune; *N. A. Buharin* — Despre cerinţele proprietăţilor de frînare a automobilului; *V. E. Tolski* — Vibraţiile forţate ale motorului şi suspensia lui; *I. I. Cerednicenko* — Despre o metodică unitară de încercare a hidrotransformatoarelor; *N. F. Baciarov, E. B. Kradinov, V. N. Gusev* şi *E. E. Abramova* — Încercările anvelopelor speciale pe arătura de primăvară; *V. F. Rodionov* — Stabilirea parametrilor agregatelor transmisiei autoturismelor; *D. P. Velikanov* — Calităţile de exploatare a autoturismelor din U.R.S.S.; *S. P. Kananthin* — Studiul pierderilor suplimentare şi uzurilor anvelopelor; *N. M. Moroşkin* — Despre construcţiile speciale de taxiuri şi de automobile de închiriat; *V. T. Kuznicev* — Stand pentru încercarea discului de angrenare condus; *R. G. Iaşunski* şi *I. I. Levina* — Aparat pentru reglarea automată a densităţii curentului din băile de galvanizare; *E. I. Feldstein, P. A. Mişin, E. I. Sokolova* şi *Z. E. Ferghin* — Sulfocianurarea instrumentelor aşchietoare; *S. M. Zonenberg* — Utilizarea maşinilor-unelte agregate mici pentru prelucrarea în grup a preselor; *S. S. Koltunov* — Automatizarea maşinilor de filetat ale firmei Manville; *E. A. Blostein* — Mai multă producţie de calitate superioară cu cheltuieli minime; *V. V. Lukin* — Utilizarea calculatoarelor electronice în industria de automobile din străinătate; *V. V. Burkov* — Noul mod de fabricaţie al schimbătoarelor de căldură; *A. V. Vorobicev* — Conferinţa tehnico-ştiinţifică naţională pentru generalizarea experienţei în utilizarea maşinilor matematice în industria de automobile.

Jemna mechanika a optika nr. 3/1963. *I. Solc* — Colorimetru cu polarizare cromatică; *S. Minar* — Protecţia suprafeţelor optice împotriva efectelor deteriorante ale factorilor climatici; *J. Feith* — Curbe finale ale arcurilor de ceasornic; *J. Klabazna* — Distanţiometru stereoscopic cu ajustare automată; *U. Lodin* ş.a. — Un prototip de citofotometru cehoslovac; *A. Schlesinger* şi *A. Horvath* — Elaborarea documentaţiei de fabricare.

Mechanik nr. 12/1962. *E. Jakubowski* — Cuţite de strung compuse, cu plăcuţe neascuţibile; *M. Szafarczyk* — Sisteme de comandă după program pentru maşini-unelte. Inductosine; *S. Svec* — Cercetarea geometriei optime a cuţitelor Fellows şi executarea acestora din oţel rapid cu cobalt; *Z. Marciniak* — Analiza procesului de curbare cu considerarea formei reale a liniei de deformare; *W. Gradzki* — Dispozitiv pentru superfinisarea cuţitelor folosite la gravarea gradaţiilor; *M. Axentowicz* şi *K. Urbanek* — Protecţia metalelor împotriva coroziunii; *W. Miracki* — Primele dispozitive compuse din elemente normalizate; *Z. Czechowski* — Instrumente noi de măsurat; *B. Jurek* — Mecanismul diferenţial de tipul „Creep"; *L. T. Wrotny* — Proiectul sovietic de clasificare a maşinilor-unelte în cinci clase de precizie.

Mechanik nr. 1/1963. *J. Romanowski* şi *J. Smolak* — Direcţii noi în construcţia maşinilor pentru prelucrarea plastică a metalelor; *J. Romanowski* — Modernizarea preselor cu excentric şi direcţiile dezvoltării construcţiei acestora; *J. Smolak* — Observaţii referitoare la exploatarea raţională a preselor; *S. Kunstetter* — Metode moderne pentru calculul forţelor de aşchiere; *M. Czarniawski* — Tehnologia superfinisării; *J. Burzej* — Strungul de copiat TPD 24; *B. Kowalski* — Maşini-unelte noi fabricate în Cehoslovacia, expuse la Tîrgul de la Brno; *K. Szwabowicz* — Costul unei ore-maşină în industria metalurgică prelucrătoare; *J. Smolak* — Metode noi de prelucrare plastică a metalelor; *St. Zwierchowski* — O construcţie nouă pentru freze-deget; *L. Wrotny* — Despre necesitatea extinderii cercetărilor asupra preciziei maşinilor-unelte; *Br. Grzebinski* — Dispozitiv de găurit cu bucşe deplasabile; *K. Bardanin* şi *R. Kolendowicz* — Dispozitive de prindere magnetice; Discuri abrazive de metal şi diamant.

Mechanik nr. 3/1963. *A. Josefik* — Construcţia sculelor şi tehnologia ascuţirii; *S. Markowski* — Progrese în tehnologia ascuţirii sculelor; *C. Keller* — Influenţa metodelor şi regimurilor de finisare cu scule abrazive asupra tensiunilor interne din stratul superficial al materialului sculei; *J. Eilmes* şi *C. Keller* — Ascuţirea raţională a cuţitelor de strung cu plăcuţe din carburi sinterizate; *H. Kreft* — Tehnologia ascuţirii alezoarelor; *J. Wasiak* — Organizarea ascuţirii centralizate a sculelor aşchietoare; *Z. Zielinski* — Ascuţirea filierelor şi tarozilor; *K. Ostrowski* — Dispozitive de atelier pentru controlul sculelor aşchietoare; *A. Sztarejko* — Maşini de rectificat fără vîrfuri semiautomate de tipul BB fabricate în R. S. Cehoslovacă; *C. Szczaluba* — Microcatoare şi ortoteste; *K. Mista* — Prelucrarea mai multor piese cu mai multe scule pe maşinile de frezat portale; *W. Pilatovicz* — Motoare hidraulice în construcţia maşinilor-unelte.

Przeglad mechaniczny nr. 2/1963. *J. Antosiak* — Cercetarea preselor mecanice; *J. Romanowski* şi *T. Wedrychowski* — Cercetarea rigidităţii foarfecelor-ghilotină; *T. Golatowski* — Mijloace de mecanizare şi automatizare pentru producţia de elemente presate din benzi; *W. Zabik* — Influenţa ecruisării asupra creşterii grăunţilor la oţelurile cu conţinut mic de carbon; *L. Müller* — Metode pentru uniformizarea repartiţiei sarcinilor de-a lungul dinţilor roţilor dinţate.

Przeglad mechaniczny nr. 3/1963. *K. Tomaszewski* — Rolul pregătirii tehnice a producţiei în realizarea progresului tehnic din întreprinderile constructoare de maşini; *M. Kopczynski* — Cercetări experimentale în legătură cu alegerea condiţiilor de agregare a motorului cu ardere internă de tipul D55 cu un turbocompresor; *J. Zawadski* — Vopsirea construcţiilor metalice; *J. Zaskurski* — Dezvoltarea producţiei de vehicule pentru transportul intern în R. P. Bulgaria; *L. Michalski* — Reglajul precis al temperaturii cuptoarelor cu rezistenţe electrice; *J. Przygoda* — Aprecierea gradului de unificare a produselor; *J. Dziewiecki* — Clasificarea încărcăturilor în întreprinderile industriei constructoare de maşini.

Przeglad odlewnictwa nr. 2/1963. *W. Kawecki* — Coerciometru pentru măsurarea gradului de grafitizare a fontei maleabile; *B. Malecki* — Mijloace de curăţare folosite la maşinile de curăţat cu rotor; *T. Welkens* — Turnarea semicontinuă a ţevilor şi a bucşelor din aliaje de fier şi cupru; *K. Szczyrek*—Adaosul de ceriu pentru neutralizarea amestecurilor străine din fonta cu grafit nodular.

Przeglad odlewnictwa nr. 3/1963. *J. Szreniawski* şi *A. Jopkiewicz* — Probleme referitoare la calculul şi analiza funcţionării recuperatoare pentru cubilouri (2); *S. Kobylinski* şi *W. Sadkikowski* — Precizia dimensională a pieselor turnate; *Z. Pas* — Cercetări asupra utilizării cocsului format de tipul BB, la cubilourile cu diametre mari, în turnătoria de lingouri; *J. Piaskowski* — Variaţiile cantităţii şi mărimii degajărilor de carbon de recoacere în timpul recoacerii fontei albe în domeniul temperaturilor maxime (primul stadiu al grafitizării).

Przeglad spawalnictwa nr. 2/1963. *S. Rudowski* — Îndeplinirea rezoluţiilor celei de a VIII-a Conferinţe de sudură din anul 1960; *J. Wegrzyn* — Producţia de electrozi, sîrme şi fluxuri de sudură în R. P. Polonă; *E. Sledziewski* — Stadiul şi perspectivele dezvoltării construcţiilor metalice; *H. Beutler* — Repartiţia utilajelor şi instalaţiilor de sudură; *I. Kubinszyn* — Sudarea liniară a aluminiului şi a aliajelor acestuia; *A. Sluzalec* — Rezilienţa îmbinărilor sudate din oţel 18G2A; *A. Skorupa* — Condiţiile geometrice ale efectuării cercetărilor şi influenţa acestora asupra calităţii radiografiilor sudurilor de colţ.

Technika motoryzacyjna nr. 1/1963. *T. Kosiewicz* — Situaţia actuală în industria de automobile din Italia (1); *M. Bernhardt* şi *A. Lesniak* — Despre posibilitatea obţinerii unei caracteristici optime a carburatorului; *A. Soltynski* — Influenţa proprietăţilor solului asupra alegerii anumitor parametri constructivi ai mecanismelor cu şenile; *Z. Szleszynski* — Problema climatizării aerului în interiorul automobilelor (2); *F. Wardzbski* — Influenţa proprietăţilor geometrice ale pistonului asupra etanşeităţii acestuia.

Technika motoryzacyjna nr. 2/1963. *T. Kosiewicz* — Situaţia actuală în industria de automobile din Italia (2); *M. Reiman* — Compuşii plumbului folosiţi drept adaosuri antidetonante; *S. Golebiowski* — Instalaţii pentru completarea şi înlocuirea lubrifianţilor la vehiculele mecanice; Semnul de calitate; *T. Szempolinski* — Cercetarea stabilităţii unghiurilor de aşezare a roţilor automobilelor.

Motoryzacja nr. 2/1963. *E. Laskus* — Progresul tehnic în întreprinderile de deservire tehnică a automobilelor; *J. Jedrzejewski* — Comunicaţiile cu autobuze în condiţiile iernii actuale; *Z. Wojciechowski* — Analiza accidentelor de circulaţie la intersecţiile mai periculoase din oraşul Varşovia în anii 1961 şi 1962; *M. Reiman* — Vibraţiile motoarelor după reparaţie; *J. Dawidowicz* — Regenerarea pieselor de automobil prin metoda nichelării dure.

Motortechnische Zeitschrift nr. 3/1963. *K. Kollmann, Stegemann D.* şi *W. Kaspar-Sickermann* — Măsurarea rotirii segmenţilor la funcţionarea motorului şi influenţa respectivă asupra etanşeităţii; *W. Pflaum* şi *W. Hempel* — Măsurarea uzurii prin metoda mărcilor de referinţă şi prin metoda amprentelor la motoarele cu pistoane; *H. W. Groenegress* — Călirea cu flacără a arborilor cotiţi; *G. Seeger* şi *D. Handbold* — Efectul de creştere la torsiunea arborilor cu fusuri găurite longitudinal centric sau excentric şi cu găuri (de ungere) transversale; *R. Gezici* — Asupra călirii superficiale corespunzătoare prin inducţie a arborilor cotiţi turnaţi; *G Mangold* — Turbina cu gaze alimentată cu aer comprimat în exterior.

La machine moderne nr. 646/1963. *Ch. H. Wick* — Extruziunea la rece a fuzetelor punţii posterioare a autocamioanelor; *S. Mason* — Rectificarea cu lunete fixe; *P. Salmon* — Încercările actuale ale maşinilor-unelte: eventuala lor modernizare; *A. W. Lynn* — Strunjirea — un domeniu nou al prelucrării electrochimice; *P. Bouvier* — Tehnica modernă a prelucrării metalelor cu scule tăietoare; *A. N. Rabinovitch* — Automatizarea proceselor de fabricaţie în construcţiile mecanice; *N. Sebrianski* — Cap special pentru alezaje adînci; *J. Garnier* — Încercări uzuale în cadrul trefilării şi produse forjate la rece; *S.L.T.* — Încercările materialelor la şocuri; *A. Jung* — Contribuţie la studiul electrotehnicii aplicate în industria mecanică.

La machine moderne nr. 647/1963. *A. N. Rabinovitch* — Automatizarea proceselor de fabricaţie în construcţiile mecanice; *S. T. Louis* — Determinarea stării suprafeţelor; *H. S. Kartsher* — Probleme de control în producţia de serie mică a pieselor de mare precizie; *J. Comerford Wilbur* — Utilizaţi ţevi de oţel inoxidabil?; *P. Bouvier* — Tehnica modernă a prelucrării metalelor cu scule tăietoare; *A. Jung* — Contribuţie la studiul electrotehnicii aplicate în industria mecanică.

La machine moderne nr. 648/1963. *G. W. Fischer* — Metalizarea cu plasmă; *H. Weill, R. Farinelli* — Firul mobil în serviciul prelucrării prin scîntei; *C. W. Kennedy* — Măsurătorile la sutime de microni; *J. Garnier* — Încercări uzuale în cadrul trefilării şi produse forjate la rece; *J. Comerford Wilbur* — Utilizaţi ţevi de oţel inoxidabil?; *A. N. Rabinovitch* — Automatizarea proceselor de fabricaţie în construcţiile mecanice; *A. Jung* — Contribuţie la studiul electrotehnicii aplicate în industria mecanică; *S. T. Louis* — Determinarea stării suprafeţelor.

La technique moderne nr. 1/1963. *F. Nouvion* — Noile locomotive electrice ale S.N.C.F.; aplicaţiile industriale ale iradierii; actualitatea în industria chimică.

La technique moderne nr. 2/1963. *G. Fischer* — Prelucrarea cu fascicul electronic; *J. Cortier* — Reglajul temperaturilor de supraîncălzire şi resupraîncălzire la generatoarele de vapori din centrele termice — diferite dispozitive utilizate; *P. Malson* — Captator de construcţie cu semiconductoare; * * * — Materialul industrial prezentat la a 59-a expoziţie de instrumente şi materiale ştiinţifice; * * * — Noua centrală automată pentru telecomunicaţii; * * * Lucrări ale societăţilor ştiinţifice şi industriale.

La technique moderne nr. 3/1963. *J. Tauzin* — Noile posturi de interconectare a reţelei franceze pentru transportul energiei la 380 kV; *A. Fouillé* — Electromotorul cu întrefier axial şi bobinaje lamelare; *Ch. A. du Castel* — Echipamentul electric al laminoarelor pentru tablă subţire de aluminiu; Transmisie automată cu comandă electronică pentru automobile de cilindree redusă.

Ingénieurs de l'automobile [(Journal de la SIA) nr. 2/1963. *G. Batsch* — Şosele şi autostrăzi; Probleme economice; *A. Legrelle* — Procedeele de control şi de reglaj al motoarelor cu aparate specializate; *X. de Mégille* — Utilizarea tractorului agricol în pădure; *P. Maloisel* — Prevenirea accidentelor în fabricarea caroseriilor de automobile.

Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA) nr. 3/1963. *J. Baratte* — Se poate şti evoluţia maşinismului agricol în viitorul apropiat şi îndepărtat; *P. Alais* — Calculul analogic al structurii hiperstatice; *J. Dor* — Aviaţia comercială supersonică — problema zgomotului; *P. Bandel* şi *R. Corbière* — Uşurarea vehiculelor industriale. Evoluţie şi procedee.

Automobile engineer, februarie 1963. Turbosupraalimentarea; Autovehiculul BRM; Supramultiplicare înaintea cutiei de viteze; Ford Cortina-Super şi Cortina-Lotus; Măsurarea confortului; Acoperire cu răşini; Tehnologia unor materiale plastice; Maşina automată de asamblare; Măsurarea sonică a pieselor turnate.

Automobile engineer, martie 1963. *W. Steeds* — Construcţia axelor autovehiculelor; *E. Kellett* — Generatoare de curent alternativ; Turbosuflante pentru autovehicule utilitare; *A. F. Williams* — Dispozitiv pentru măsurarea efortului de tragere la frîna de mînă; *F. Jindra* — Cinematica agregatului tractor-remorcă la viraje; *J. R. Ellias* şi *N.A.H. Goldwin* — Saltul roţii; Fabricarea transmisiei automate Westinghouse.

Oil engine and gas turbine nr. 352/1963. Un nou motor Diesel cu şase cilindri în V; Apă distilată produsă prin recuperarea pierderilor de căldură; Coroziune, ungere şi control al temperaturii; Locomotivă industrială cu transmisie hidrostatică; Turbina cu gaze de 150 CP economică şi accesibilă; Turbina cu gaze staţionară Fiat.

Oil engine and gas turbine nr. 353/1963. Motor cu şase cilindri în linie sau în V; Motoare policarburante; Turbosupraalimentare pentru motoarele de autovehicule rutiere; Turbine cu gaze pentru aviaţie; Turbine cu gaze de mică putere.

Rivista di meccanica nr. 297/1963. *D. Griffini* — Standardizarea internaţională a mărimii granulelor pentru abrazivi elastici (hîrtie şi pînză abrazivă); *G. Farando* — Critica economică a proiectului mecanic. Turnarea (raporturile dintre constructori şi turnătorie); *M. Apollonio* — Costurile întreţinerii; *A. Cavère* — Filtre pentru maşinile de rectificat; *A. Riegler* — Al zecelea seminar spectrochimic; *R. Argento* — Controlul producţiei în industria mijlocie în S.U.A. (urmare). **Nr. 298/1963.** *M. Mulassano* — Ambreiaje semiautomate şi automate; *C. Minaire* — Metrologia de uzină — instrumente gradate pentru măsurări directe, măsurarea unghiurilor la freze şi la alte scule; *G. Farando* — Critica economică a proiectului mecanic: turnarea (generalităţi asupra desenului piesei turnate); *C. Gianola* — Prelucrări mecanice — prelucrarea cu materiale abrazive; *G. Nassi* — Noi îndrumări pentru culegerea şi prelucrarea automată a datelor pentru studiul timpilor şi metodelor de lucru (aspecte generale); *F. Gable* — Cînd se utilizează frezele cu tăişuri sau plăcuţe amovibile. **Nr. 299/1963.** *G. Morandotti* — Matriţe progresive; *G. Farando* — Critica economică a proiectului mecanic — turnarea (alegerea materialului); *C. Gianola* — Prelucrări mecanice — prelucrarea cu materiale abrazive; *S. Leporatti* — Prelucrarea materialului prin procese de înaltă energie (probleme generale); *G. Nassi* — Noi îndrumări pentru culegerea şi prelucrarea automată a datelor pentru studiul timpilor şi metodelor de lucru (aparate înregistratoare). **Nr. 300/1963.** *G. Farando* — Critica economică a proiectului mecanic — turnarea (contracţia); *S. Leporatti* — Prelucrarea materialelor prin procese de înaltă energie (modelarea electrohidraulică şi electromagnetică); *L. Dainelli* — Elemente de metalografie şi tratamente termice pentru oţeluri; *G. Nassi* — Noi îndrumări pentru culegerea şi prelucrarea automată a datelor pentru studiul timpilor şi metodelor de lucru (mecanografie); *U. Benoffi* — Îndrumări pentru finisarea pieselor. **Nr. 301/1963.** *F. Strasser* — Defectele matriţelor de decupat şi evitarea lor; *E. Gabellic* — Cauze ce influenţează asupra erorilor dimensionale ale pieselor de oţel turnat; *I. Montevecchi* — Cuptoare industriale, atmosfere controlate; *E. Hugony* — Aluminiul şi fierul; *C. Gianola* — Prelucrări mecanice, prelucrări cu materiale abrazive. **Nr. 302/1963.** *F. Strasser* — Piesele realizate prin ştanţare plană şi problemele legate de forma respectivă; *R. E. Vittorio* — Normele de protecţia muncii: instalaţiile electrice dintr-un atelier mecanic; *I. Montevecchi* — Cuptoare industriale; *A. Riegler* — Al treilea seminar asupra încercărilor nedistructive; *S. Leporatti* — Prelucrarea materialelor prin procese de mare energie: modelarea pneumomecanică, ultrasonică, presa balistică; *C. Minaire* — Metrologia de uzină: comparatoarele.

Revista ,,Construcţia de Maşini", organ al Ministerului Metalurgiei şi Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3 raion, Tudor Vladimirescu. Telefon :- 13.84.16. Revista este editată de M.M.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: M.M.C.M. — Oficiul de documentare şi Publicaţii tehnice — cont 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: 48 lei anual; costul unui exemplar lei 5. Tiparul Intreprinderea poligrafică Informaţia, str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti.

Instalația de foraj structural

S 25

UZINA DE UTILAJ PETROLIER

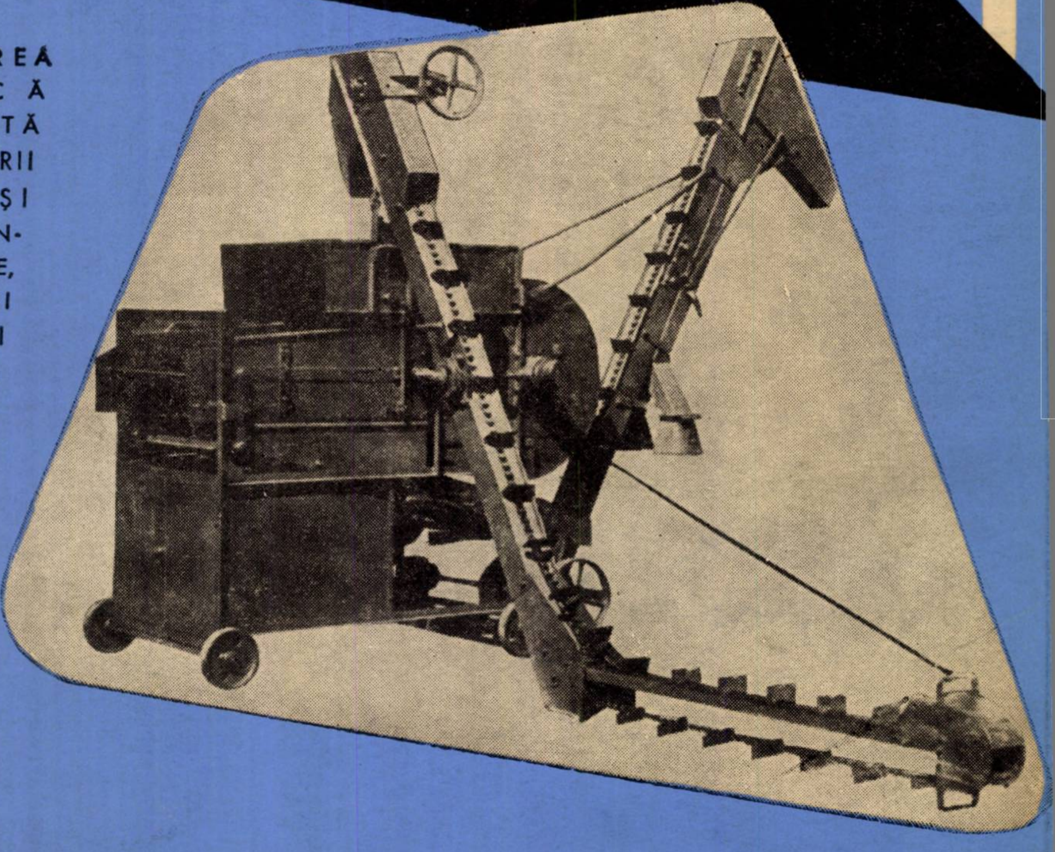
TÎRGOVIȘTE

EXECUTĂ INSTALAȚIA DE FORAJ STRUCTURAL S-25

destinată pentru prospecțiuni geologice și lucrări de hidrogeologie. Unitate transportabilă în locații cu teren accidentat.

uzina **tehnometal**
timișoara
STR. GLORIEI, 11 ● TELEFON 37–06

VÎNTURĂTOAREA MECANICĂ ESTE DESTINATĂ CURĂȚĂRII ȘI SORTĂRII DUPĂ MĂRIME ȘI GREUTATE A SEMINȚELOR DE CEREALE, PĂSTĂIOASE, CULTURI TEHNICE, IERBURI OBȚINUTE DE LA COMBINĂ SAU BATOZĂ. CURĂȚAREA ȘI SORTAREA SE POT FACE PÎNĂ LA GRADUL DE CONDIȚIONARE PREVĂZUT ÎN STAS-URILE ÎN VIGOARE PENTRU PRODUSELE-MARFĂ.



VM4 Vînturătoare MECANICĂ

PRODUCTIVITATEA pentru diferite culturi:

grîu, secară	3 000 – 5 000 kg/h
orz, ovăz, orez	2 000 – 3 000 kg/h
mazăre, fasole, linte	3 000 – 5 000 kg/h
in, muștar	500 – 800 kg/h
cînepă, floarea-soarelui	2 000 – 3 000 kg/h
mei, rapiță	1 000 – 1 500 kg/h

E 3279

BAI

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

6

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XV • Nr. 6 • IUNIE 1963

uzinele

23 AUGUST

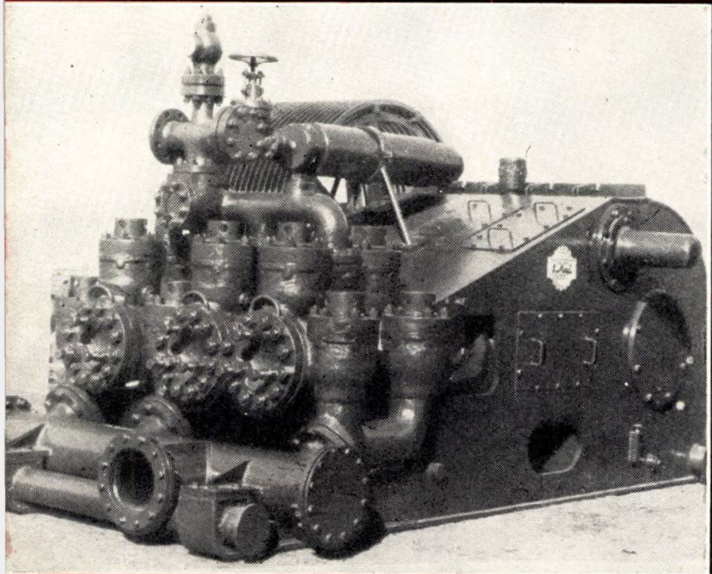
produc :

Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel, de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment, de 800 și 1 200 t/zi
Material rulant
Locomotive de manevră, pentru cale normală
Automotoare de mare viteză și capacitate
Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1963

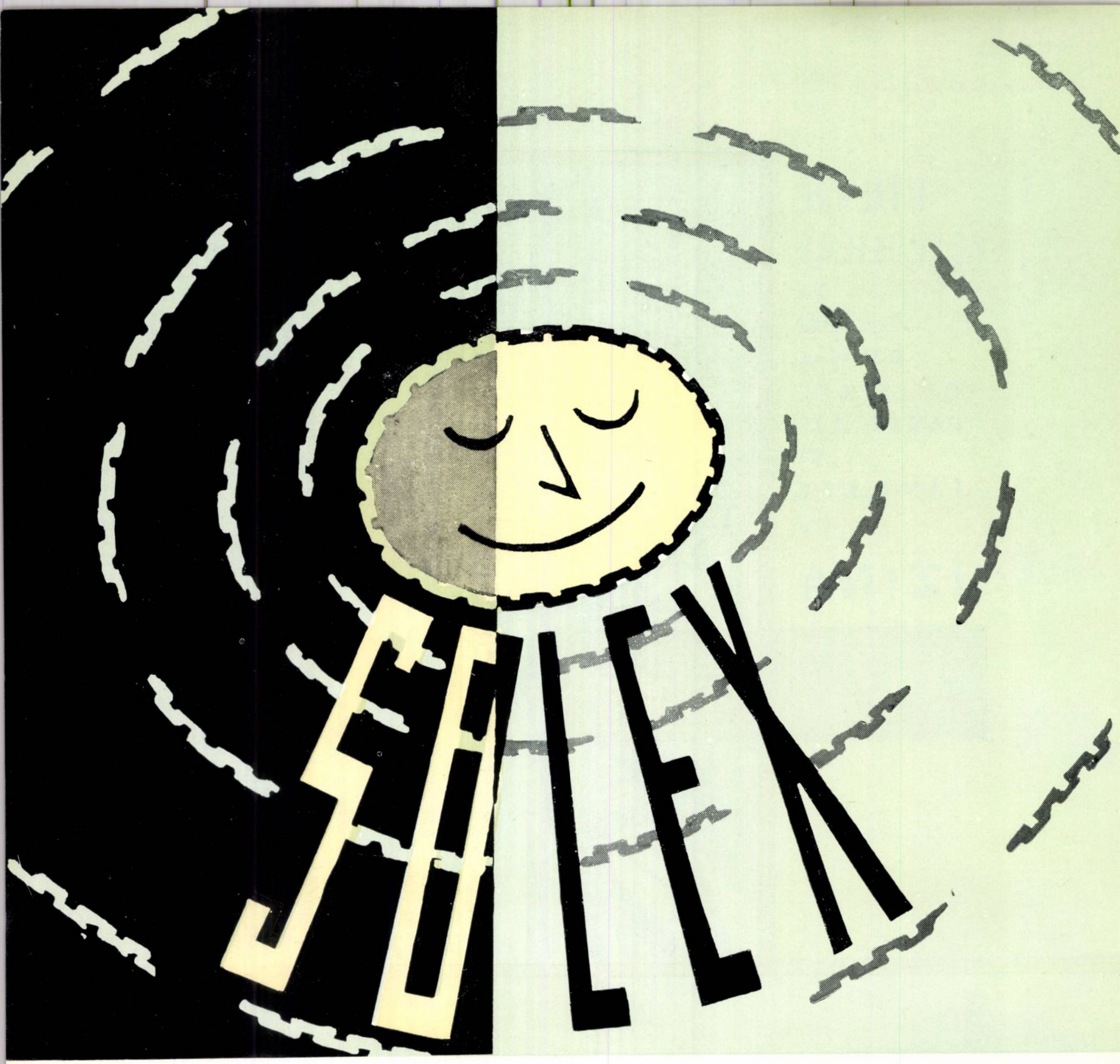
UTILAJE
PETROLIERE
DE
CEA MAI
BUNĂ
CALITATE
FABRICATE
ŞI
LIVRATE
DE
UZINA
„1 MAI" PLOIEŞTI

● Instalaţie de foraj tip 2DH—75A
pentru adîncimi pînă la 2000 m



● Pompă triplex 7¼" × 12" tip 3PN—465M

- Instalaţii de foraj tip 4LD—150B
- Instalaţii de foraj tip 2DH—75A
- Turbine de foraj (simple şi duble)
- Prevenitoare de erupţie:
  - — cu acţionare normală
  - — cu acţionare hidraulică
- Agregate de cimentare tip TA—300M şi AC—400M
- Sape cu role şi lame



PRODUSE CHIMICE: pigmenţi anorganici, sub formă de pulbere albă amorfă; oxid de zinc calitatea I; bioxid de staniu; litopon.

SOLEX
UZINA DE METALE
ŞI ALIAJE NEFEROASE

PRODUSE METALURGICE — Aliaje antifricţiune. Compoziţie Y. Pb. 98% — Bahnmentall, aliaj antifricţiune utilizat la cuzineţii de vagonete, vagoane de cale ferată (marfă şi persoane) şi pentru axe cu 300 — 400 rot min. Compoziţia Y. Sn 10% — Weissmetall se utilizează ca aliaj antifricţiune la cuzineţi, la biele şi osii de locomotive cu viteză mare. Compoziţia Y. Sn 83% se utilizează ca aliaj antifricţiune la cuzineţi, turbine de abur, turbocompresoare, motoare Diesel cu viteză mare, electromotoare etc.

Aliaje tipografice, folosite în industria tipografică pentru turnarea materialului tipografic: monotip — aliaje pentru maşinile de cules monotip: linotip — aliaje pentru maşinile de cules linotip; stereotipie — aliaje pentru plăci de stereotipie.

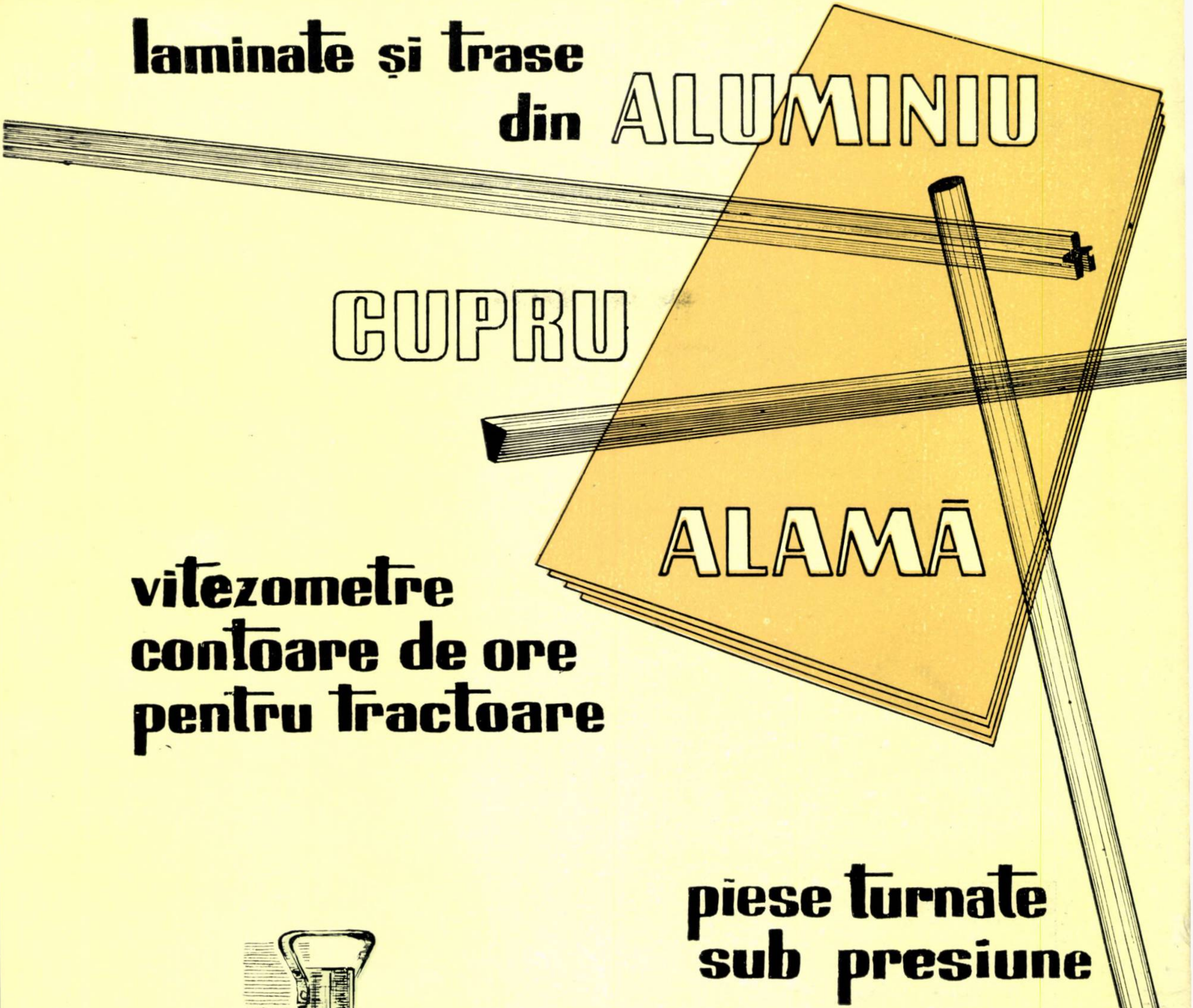
Alamă turnată în blocuri — AMTO — se utilizează pentru armături, piese de ornament, piese diverse.

Bronz cu staniu — aliaje de cupru cu staniu — servesc la turnarea lagărelor pentru maşini—unelte, organe de maşini, armături speciale, lagăre pentru material rulant, armături la presiune etc.

Aliaje de cositor pentru lipit, utilizate la lipit plumb, alamă, cupru, lipituri la flacără în tinichigerie, lipituri pe tablă de zinc, sîrmă galvanizată, lipituri pe tablă de alamă, tablă cositorită, conductoare electrice, lipituri la contoare electrice, lipituri fine în electricitate şi radiofonie.

Aliaje de zinc (Zamak-uri), folosite în industria constructoare de maşini pentru armături, carburatoare şi ca aliaje de înlocuire

INTRAREA TORENTULUI Nr. 4 ● BUCUREŞTI



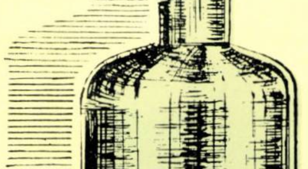
laminate și trase
din ALUMINIU

CUPRU

ALAMĂ

vitezometre
contoare de ore
pentru tractoare

piese turnate
sub presiune

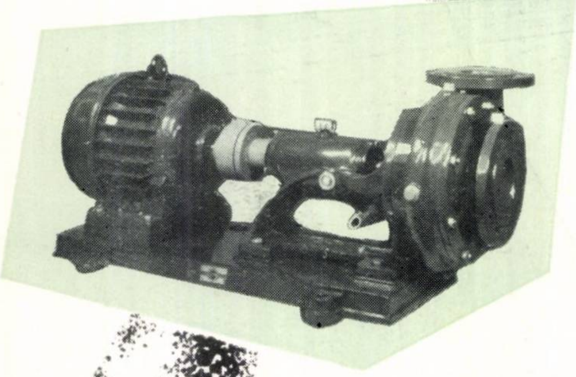


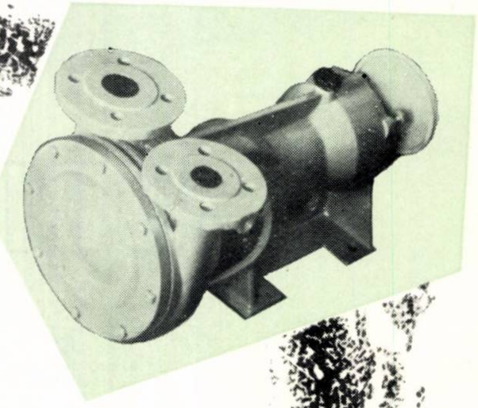
butelii pentru
gaz petrolier lichefiat

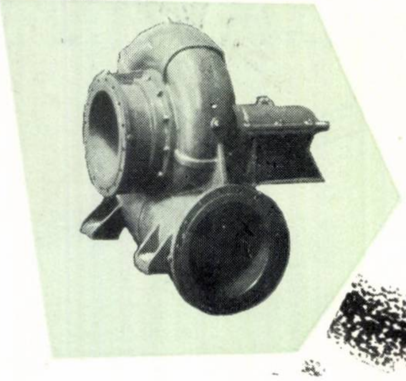
Întreprinderea metalurgică de stat

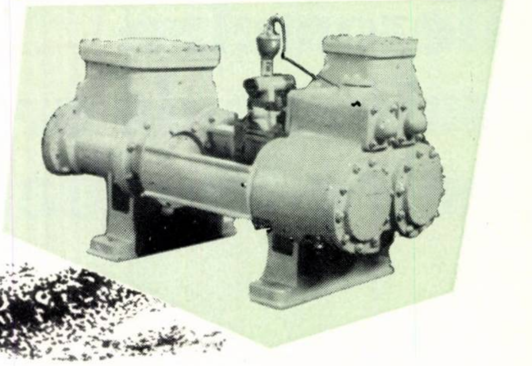
metrom

BRAȘOV









UVR

POMPE

POMPE DE UZ GENERAL

- monoetajate
- multietajate
- în dublu flux

POMPE SPECIALE pentru

- alimentarea cazanelor
- lichide cu suspensii abrazive
- pastă de hîrtie
- lichide corosive

POMPE PENTRU AGRICULTURĂ

- diagonale
- axiale
- motopompe

POMPE de vid

POMPE duplex

POMPE cu roţi dinţate

PENTRU ORICE PROBLEME ÎN LEGĂTURĂ CU POMPAREA CONSULTAŢI

UZINA DE POMPE **VASILE ROAITA**

VELA

Păstrarea nuanței la 140°C
Rezistență la intemperii
Duritate
Elasticitate
Luciu

EMAILURI

HEXOL

PENTRU ORICE OBIECTE METALICE

USCARE 20′ LA 140°C, ÎN CUPTOR

FABRICA DE LACURI ŞI VOPSELE

TIMIŞOARA • STR. PENEŞ CURCANUL Nr. 5 • TELEFON 25-71

Electronica

Uzinele „ELECTRONICA" str. Baicului nr. 82, realizează următoarele produse de electronică industrială:

◆ **UMIDOMETRE** tranzistorizate destinate măsurării umidității produselor agricole;

◆ Amplificatoare de audiofrecvență cu putere nominală la ieșire de 10 W, 20 W, 250 W și 500 W, destinate amplificării transmisiunii de la microfon, radio, magnetofon pentru centre de radioficare din întreprinderi și instituții;

◆ Generator de I. F. capacitiv cu 5 kW putere nominală la ieșire, utilizat în industria mobilei.

În curs de punere în fabricație:

◆ Releu electronic temporizat;

◆ Nivostat capacitiv

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI METALURGIEI ŞI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI
NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XV, IUNIE 1963, Nr. 6

ORSZ. MŰSZAKI KÖNYVTÁR 1963

CUPRINS

CONSTRUCŢIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

VASILESCU, C. A. şi ŞTEFAN, I. : Studiul experimental al reglajului aprinderii la motorul cu aprindere prin scînteie. 417—420

RADU-CERNEA, A. : Unele aspecte ale influenţei turbulenţei asupra vitezei de propagare a flăcării în motorul cu aprindere prin scînteie. 421—422

NICOLOV, H. S. : Determinarea randamentului mecanic la motoarele cu ardere internă în funcţie de consumul de combustibil. 422—428

DUMITRESCU, A., BUZESCU, M., GALIN, N. : Metodă analitică pentru proiectarea secţiilor tehnologice din şantierele navale. 428—438

TEHNOLOGIE

VLAD, A. : Finisarea suprafeţelor prin deformare plastică. 439—441

ORĂNESCU, A. : Trasarea pieselor fasonate la conductele metalice sudate (II). 442—446

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

BORCH, V. : Un model matematic de calcul al planificării capacităţii de producţie. 447—450

ÎNTREŢINERE ŞI EXPLOATARE

COSOROABĂ, V. : Ungerea compresoarelor de aer cu piston şi evitarea pericolelor de incendii şi explozii. 451—455

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

CATZ, I. : Cerinţe de tehnica securităţii la construirea cabinelor moderne de comandă pentru poduri rulante. 455—458

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

RIPIANU, A. : O nouă metodă pentru determinarea pulsaţiilor proprii corespunzătoare vibraţiilor de torsiune ale arborilor cotiţi de la motoarele omogene în linie. 458—464

Documentare 465—471
Recenzii 471—476
Cronică 476—478
Informaţii 478—479
Revista revistelor 480

CZ 621.434.04 – 545

Vasilescu, C. A. și *Ștefan, I.* : **Studiul experimental al reglajului aprinderii la motorul cu aprindere prin scînteie.**

Se prezintă metodica determinării avansului optim (în condiții de banc) și a avansului la limita de detonație (în condiții de cale). Se prezintă rezultatele obținute pentru motoarele SR (autocamion SR), folosindu-se benzine cu diferite valori ale cifrei octanice.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 417 – 420

CZ 621.434.019.4

Radu-Cernea, A. : **Unele aspecte ale influenței turbulenței asupra vitezei de propagare a flăcării în motorul cu aprindere prin scînteie.**

Se evidențiază rolul turbulenței în cadrul posibilităților de mărire a vitezei de propagare a flăcării, în faza principală de ardere.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 421 – 422

CZ 621.43.018

Nicolov, H. S. : **Determinarea randamentului mecanic la motoarele cu ardere internă în funcție de consumul de combustibil.**

Se prezintă o metodă originală pentru determinarea experimentală a randamentului mecanic la motoarele cu ardere internă.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 422 – 428

CZ 629.128 : 621.7

Dumitrescu, A., Buzescu, M., Galin, N. : **Metodă analitică pentru proiectarea secțiilor tehnologice din șantierele navale.**

Pentru proiectarea șantierelor navale, în prima fază a studiului tehnico-economic se dă o metodă analitică, care este transpusă apoi într-o metodă grafică de proiectare sub forma unor nomograme. Metoda analitică creează premisele folosirii mașinilor de calculat în proiectarea șantierelor navale și poate fi generalizată la proiectarea oricărei uzine constructoare de mașini.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 428 – 438

CZ 621.787.4 : 621 – 427

Vlad, A. **Finisarea suprafețelor prin deformare plastică.**

Se prezintă metoda de finisare a suprafețelor așchiate cu ajutorul rolelor sau bilelor; se analizează procedeul aplicat practic în cazul unor exemple concrete.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 439 – 441

CZ 628.774.2 : 621.751

Orănescu. A. : **Trasarea pieselor fasonate la conductele metalice sudate (II).**

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 442 – 446

CZ 621.7 : 621.9 : 338.062.1

Borch, V. : **Un model matematic de calcul al planificării capacității de producție.**

În articol se prezintă un model matematic general de cercetare a variantelor optime de utilizare a capacității de producție din secțiile de mașini-unelte, în vederea stabilirii cantităților maxime de repere de plan, care pot fi prelucrate.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 447 – 450

CZ 621.512 : 614.8

Cosoroabă, V. : **Ungerea compresoarelor de aer cu piston și evitarea pericolelor de incendii și explozii.**

Se analizează condițiile ungerii și sistemele folosite în acest scop, în cazul compresoarelor de aer cu piston; se precizează măsurile necesare în cadrul proiectării și construcției utilajelor respective pentru evitarea pericolului de explozie.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 451 – 455

CZ 621.874 – 5 : 614.8

Catz, I. : **Cerințe de tehnica securității la construirea cabinelor moderne de comandă pentru poduri rulante.**

Articolul cuprinde o prezentare generală a condițiilor actuale de tehnica securității, impuse proiectării și construcției cabinelor de comandă pentru poduri rulante.

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 455 – 458

CZ 621.824.3 – 752 : 621.431 – 122.1

Ripianu, A. : **O nouă metodă pentru determinarea pulsațiilor proprii corespunzătoare vibrațiilor de torsiune ale arborilor cotiți de la motoarele omogene în linie.**

Construcția de Mașini 15 (1963), nr. 6, p. 458 – 464

DIN NUMĂRUL VIITOR

C. KORDZINSKI: Procesul de formare și de ardere a amestecului combustibil-aer într-un motor în doi timpi cu injecție și cu aprindere prin scînteie.

GH. BIBER: Cu privire la determinarea numărului de dinți ai roților dințate ale cutiilor de viteze.

I. ȘTEFAN: Avantajele utilizării elicelor cu pas reglabil pentru propulsia navelor.

R. ȘEPTILICI: Standardizarea filetelor trapezoidale.

V. BOLOGAN și V. BERINDE: Șeveruirea roților dințate după cementare.

D. MARFIEVICI: Capace de relon pentru lagăre cu rulmenți.

H. KÖNIG: Contribuții la folosirea procedeului „arc-aer" în lucrările de prelucrare a tablei.

ДК 621.434.04–545

Василеску, К. А. и *Штефан, И.*: **Экспериментальное исследование регулировки зажигания двигателей с искровым зажиганием.**

Описан метод определения оптимального опережения, (в стендовых условиях), а также опережения у предела детонации (в дорожных условиях). Описываются результаты полученные на двигателях SR (грузовик, с применением бензинов с различными октановыми числами.

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 417–420

ДК 621.434.019.4

Раду-Черня, А.: **Некоторые аспекты влияния завихрения на скорость распространения пламени в двигателе с искровым зажиганием.**

Отмечается роль завихрения в рамках возможностей повышения скоростей распространения пламени, в основной фазе сгорания.

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 421–422

ДК 621.43.018

Николов, Х. С.: **Определение механического к.п.д. двигателей внутреннего сгорания в зависимости от расхода топлива.**

Предлагается оригинальный метод экспериментального определения механического к.п.д. двигателей внутреннего сгорания.

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 422–428

ДК 629.128 : 621.7

Думитреску, А., Бузеску, М., Галин, Н.: **Аналитический метод проектирования технологических цехов судостроительных верфей.**

Для проектирования судостроительных верфей в первой фазе технико-экономических исследований, предлагается аналитический метод, преобразуемый в графический метод проектирования в виде номограмм. Аналитический метод создает предпосылки использования счётно-решающих машин при проектировании судостроительных верфей и может быть обобщен для проектирования любого машиностроительного завода.

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 428–438

ДК 621.787.4 : 621–427

Влад, А.: **Отделка поверхностей посредством пластической деформации.**

Описывается метод отделки роликами или шариками поверхностей обрабатываемых на токарном станке; проводится практический анализ способа на основании приведенных конкретных примеров.

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 439–441

ДК 628.774.2 : 621.751

Оранеску, А.: **Разметка профильных деталей для сварных металлических трубопроводов.**

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 442–446

ДК 621.7 : 621.9 : 338.062.1

Борх, В.: **Математическая модель расчёта планирования производственной мощности.**

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 447–450

ДК 621.512 : 614.8

Косороаба, В.: **Смазка поршневых воздушных компрессов и предупреждение пожаров и взрывоопасности.**

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 451–455

ДК 621.874–5 : 614.8

Кац, И.: **Требования техники безопасности при конструировании современных кабин управления мостовых кранов.**

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 455–458

ДК 621.824.3–752 : 621.431–122.1

Рыпяну, А.: **Новый метод определения собственных пульсаций, соответствующих скручивающим вибрациям коленчатых валов гомогенных однорядных двигателей.**

Construcția de Mașini 15 (1963), № 6, стр. 458–464

DK 621.434.04–545

Vasilescu, C. A. und *Ștefan, I.*: **Das experimentelle Studium der Zündungsregelung beim Verbrennungsmotor mit Funkenzündung.**

Es wird das Bestimmungsverfahren der geeignetesten Vorzündung (im Prüffeld) und der Vorzündung bei der Knalgrenze (unter Fahrbedingungen) dargestellt. Es werden die Ergebnisse für die Motoren SR (Lastwagen SR) bei Verwendung von Benzin von verschiedener Oktanziffer auseinandergesetzt.

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 417–420

DK 621.434.019.4

Radu-Cernea, A.: **Einige Merkmale des Turbulenzeinflusses auf die Zündflammgeschwindigkeit beim Funkenzündmotor.**

Es wird die Rolle der Turbulenz im Rahmen der möglichen Zündflammgeschwindigkeitsvergrösserung,in der Hauptverbrennungsphase, hervorgehoben.

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 421–422

DK 621.43.018

Nicolov, H. S.: **Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades als Funktion vom Brennstoffverbrauch bei Verbrennungsmotoren.**

Es wird ein originelles Verfahren, für die mechanische Wirkungsgradbestimmung bei Verbrennungsmotoren, angegeben.

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 422–428

DK 629.128 : 621.7

Dumitrescu, A., Buzescu, M., Galin, N.: **Eine analytische Methode für die Projektierung von Herstellungsabteilungen auf Schiffswerften.**

Es wird, für die Projektierung von Schiffswerften in der ersten Phase der technisch-ökonomischen Untersuchung, eine analytische Methode angegeben, die nachher in eine graphische Projektierungsmethode, unter Verwendung von Nomogrammen umgewandelt wird. Die analytische Methode schafft die Grundlagen für die Verwendung der modernen Rechenmaschinen bei der Projektierung von Schiffswerften und kann auf die Projektierung irgendwelcher Maschinenfabrik ausgedehnt werden.

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 428–438

DK 621.787.4 : 621–472

Vlad, A.: **Oberflächenfeinbearbeitung durch plastische Verformung.**

Es wird die Methode der Oberflächenfeinbearbeitung der durch Spannabhebende Walzen oder Kugeln bearbeiteten Oberflächen, angegeben ; es wird das praktisch angewendete Verfahren, an Hand einiger praktischen Beispiele, analysiert.

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 439–441

DK 628.774.2 : 621.751

Orănescu, A.: **Das Reissen der Formstücke an den geschweissten Röhren.**

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 442–446

DK 621.7 : 621.9 : 338.062.1

Borch, V.: **Ein mathematisches Modell der planmässigen Berechnung der Produktionsfähigkeit.**

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 447–450

DK 621.512 : 614.8

Cosoroabă, V.: **Schmierung der Kolbenkompressoren unter Vermeidung der Feuer- und Exposionsgefahr.**

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 451–455

DK 621.874–5 : 614.8

Catz, I. **Bedingungen der Arbeitsschutztechnik bei dem Bau von modernen Steuerkabinen auf Hebezeugen.**

Construcția de Mașini 15 (1963), H. 6, S. 455–458

DK 621.824.3–752 : 621.431–122

Ripianu, A.: **Ein neues Verfahren für die Bestimmung der eigenen Pulsationen, die der Drehschwingungen der Kurbelwellen von Linienmotoren entsprechen.**

Construcția de Mașini 15 (1963), H. [illegible] S. 458–464

CD 621.434.04–545

Vasilescu, C. A. et *Ştefan, I.* : **Etude expérimentale sur le réglage de l'allumage dans le cas du moteur à allumage par étincelle.**

On présente une méthode pour déterminer la meilleure avance (dans les conditions du banc) et l'avance à la limite de détonation (dans les conditions de l'exploitation). On expose les résultats obtenus avec les moteurs SR (camion-automobile SR) en utilisant des essences ayant des valeurs de l'indice d'octane différentes.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 471–420

CD 621.434.019.4

Radu-Cernea, A. : **Quelques aspects de l'influence que la turbulence exerce sur la vitesse de propagation de la flamme dans le moteur à allumage par étincelle.**

L'auteur met en évidence le rôle de la turbulence lorsque l'on étudie les possibilités d'augmenter la vitesse de propagation de la flamme, dans la phase principale de la combustion.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 421–422

CD 621.43.018

Nicolov, H. S. : **La détermination du rendement mécanique des moteurs à combustion interne en fonction de la consommation du combustible.**

On donne une méthode originale pour déterminer expérimentalement le rendement mécanique des moteurs à combustion interne.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 422–428

CD 629.128 : 621.7

Dumitrescu, A., Buzescu, M. et *Galin, N.* : **Méthode analytique pour établir un projet de sections technologiques pour les chantiers navals.**

Les auteurs présentent une méthode analytique destinée à l'établissement d'un projet pour les chantiers navals, dans la première phase des études techniques et économiques. Cette méthode est ensuite transposée en méthode graphique, sous forme de nomogrammes. La méthode analytique rend possible l'emploi des machines à calculer à l'établissement du projet et peut être généralisée aux projets de toutes les usines qui ont pour objet la construction mécanique.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 428–438

CD 621.787.4 : 621–427

Vlad, A. : **Le finissage des surfaces par déformation plastique.**

L'article contient la description d'une nouvelle méthode de finissage des surfaces coupées à l'aide des rouleaux ou des billes. Des exemples concernant l'application du procédé sont donnés.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 439–441

CD 628.774.2 : 621.751

Orănescu, A. : **Le traçage des pièces façonnées pour conduites métalliques soudées.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 442–446

CD 621.7 : 621.9 : 338.062.1

Borch, V. : **Un modèle mathématique de calcul pour fixer le plan de la capacité de production.**

L'auteur présente un modèle mathématique général qui sert à la recherche des meilleures variantes de l'utilisation de la capacité de production des machines-outils, en vue de préciser les quantités maxima qui peuvent être produites et qui seront inscrites dans le plan.

Construcţia de Maşini 15 (1963), no, 6, p. 447–450

CD 621.512 : 614.8

Cosoroabă, V. : **Le graissage des compresseurs d'air à piston et la manière d'éviter les incendies et les explosions.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 451–455

CD 621.874–5 : 614.8

Catz, I. : **Conditions imposées par la sécurité du travail pendant la construction des cabines pour ponts roulants.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no. 6, p. 455–458

CD 621.824.3–752 : 621.431–122

Ripianu, A. : **Une nouvelle méthode pour déterminer les pulsations qui correspondent aux vibrations de torsion des vilebrequins des moteurs homogènes en ligne.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), no, 6, p. 458–464

DC 621.434.04–545

Vasilescu, C. A. and *Ştefan, I.* : **The experimental study of ignition control in spark ignition engines.**

The paper describes the way of determining the optimum advance (under bench conditions) and the advance at the detonation limit (under path conditions). One presents the results obtained with the SR engines (SR truck) by using gasoils with different octane number values.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 417–420

DC 621.434.019.4

Radu-Cernea, A. : **Some aspects concerning the influence of turbulence on flame propagation velocity in spark ignition engines.**

The effects of turbulence on the possibilities of increasing the flame propagation velocity during the main ignition stage are pointed out.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 421–422

DC 621.43.018

Nicolov, H. S. : **Determining the mechanical efficiency in internal combustion engines according to fuel consumption.**

A presentation of an original method for the experimental determination of the mechanical efficiency in internal combustion engines.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 422–428

DC 629.128 : 621.7

Dumitrescu, A., Buzescu, M., Galin, N. : **An analytical method for the designing of technological sections in shipyards.**

An analytical method is suggested for the designing of shipyards during the first stage of the technical and economic study which is then transposed to a graphic designing method in nomogrammatic form. This analytical method creates the premises of using computers in designing shipyards and may be generalized by applying it to the designing of whatever machine building plants.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 428–438

DC 621.787.4 : 621–427

Vlad, A. : **Surface finishing by plastic strain.**

After describing the method of finishing the splintered surfaces by means of rollers or balls, some practical examples are given by way of illustration.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 439–441

DC 628.774.2 : 621.751

Orănescu, A. : **The tracing of shaped pieces in welded mechanical conduits.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 442–446

DC 621.7 : 621.9 : 338.062.1

Borch, V. : **A mathematical calculus model for production capacity planning purposes.**

A general mathematical model is given for the investigation of optimum utilization variants of the production capacity in machine-tool sections in order to establish the maximum quantities of workable plan items.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 447–450

DC 621.512 : 614.8

Cosoroabă, V. : **The lubrication of air piston compressors and the ways of avoiding fire and explosion dangers.**

Lubrication conditions and systems used are being analysed in the case of air piston compressors. The designing and constructive steps to be taken for avoiding fire and explosion dangers are then pointed out.

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 451–455

DC 621.874–5 : 614.8

Catz, I. : **Labour safety requirements on building control cabins for travelling cranes.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 455–458

DC 621.824.3–752 : 621.431–122.1

Ripianu, A. : **A new method for the determination of own pulsations corresponding to torsion vibrations of crankshafts in homogenous engines with cylinders in line.**

Construcţia de Maşini 15 (1963), nr. 6, p. 458–464

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI METALURGIEI ŞI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R. P. R.

Construcţie Cercetare Încercări

CZ 621.434.04-545

Studiul experimental al reglajului aprinderii la motorul cu aprindere prin scînteie

Ing. CĂLIN ADRIAN VASILESCU şi ing. I. ŞTEFAN
Institutul de energetică al Academiei R.P.R.

Studiul experimental efectuat pe două tipuri de motoare cu aprindere prin scînteie (din dotaţia parcului naţional de autocamioane) asupra avansului la declanşarea scînteii electrice a permis să se stabilească legea optimă de variere a acestuia. Este ştiut că printr-un reglaj corespunzător al momentului declanşării scînteii electrice se realizează puterea maximă la plină admisiune şi consumurile minime de combustibil la sarcinile parţiale. Valoarea avansului în funcţie de turaţie care asigură aceste condiţii precizează curba avansului optim pentru sarcina respectivă. Modul de variaţie a avansului optim este determinat de necesitatea de a grupa procesul de ardere în jurul punctului mort interior. Odată cu creşterea turaţiei, durata arderii — socotită în grade de manivelă — creşte. Aceasta conduce la prelungirea arderii în destindere micşorînd randamentul motorului. Pentru a restabili valoarea randamentului, se regrupează procesul de ardere în jurul punctului mort interior prin realizarea aprinderii cu avans mărit; apare însă în acest caz un efect negativ, deoarece arderea cu avans începe la presiuni şi temperaturi din ce în ce mai scăzute (pe evoluţia de compresiune) ceea ce se traduce printr-o tendinţă de scădere a randamentului ciclului. Ca urmare a acestor acţiuni opuse, variaţia avansului optim β la plină sarcină are următoarea formă în funcţie de turaţie (fig. 1):

— într-o primă gamă de turaţii (ramura *a* de curbă), avansul la declanşarea scînteii electrice β creşte aproape proporţional cu turaţia n;

— într-o a doua gamă de turaţii (ramura *b* de curbă), avansul la declanşarea scînteii electrice creşte din ce în ce mai puţin cu turaţia, ca urmare a faptului că începe să se facă simţit efectul negativ semnalat:

— într-o a treia gamă de turaţii (ramura *c* de curbă), avansul la declanşarea scînteii electrice, practic, nu mai creşte cu turaţia, deoarece efectul negativ al creşterii avansului a devenit predominant.

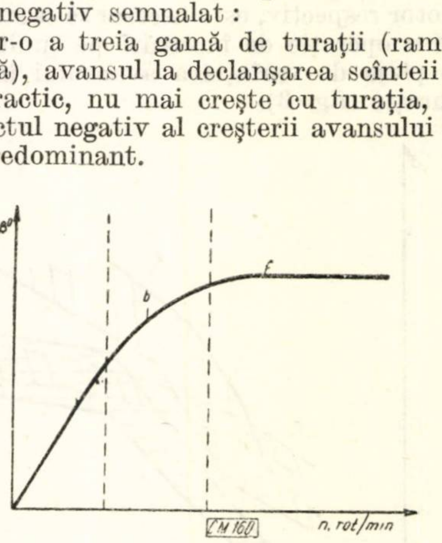


Fig. 1

La plină admisiune şi la unele sarcini parţiale mari, apare regimul detonant care este cu atît mai intens cu cît turaţia este mai scăzută şi avansul la declanşarea scînteii electrice mai mare. Cifra octanică a combustibilului influenţează substanţial apariţia detonaţiei şi de aceea pentru un combustibil dat este necesar să se cunoască valorile avansului în funcţie de turaţie la care, pentru o anumită sarcină, apare detonaţia. Asemenea curbe se numesc curbe de detonaţie incipientă sau curbe de valori ale avansului la limita de detonaţie. În figura 2 se prezintă un exemplu de asemenea curbe.

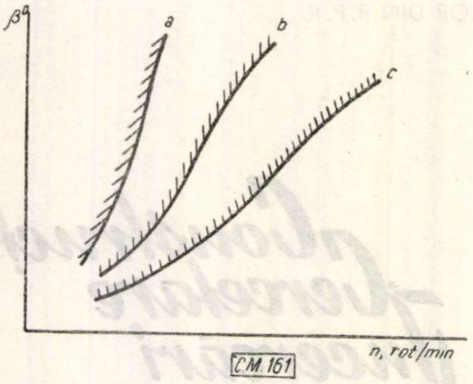


Fig. 2

Deasupra fiecăreia se află regimul detonant. Cu cît cifra octanică a combustibilului este mai mare (spre exemplu curba *a* faţă de curba *c*) cu atît la o turaţie dată, detonaţia apare la o valoare mai mare a avansului la declanşarea scînteii electrice. Prin urmare pentru a atinge fără detonaţie domeniul avansului optim este necesar să se utilizeze un combustibil de o cifră octanică precizată experimental. Cum de la motor la motor apar unele abateri constructive sau de reglaj, atît din fabricaţie cît şi în timpul exploatării, pentru a caracteriza corect tipul de motor respectiv, este necesar să se stabilească printr-o operaţie de încercări pe multe exemplare plaja de variaţie a avansului în funcţie de turaţie (fig. 3).

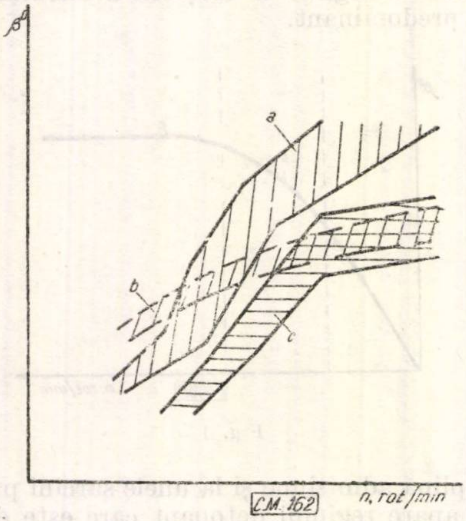


Fig. 3

În general curba detonaţiei incipiente pentru combustibilul recomandat de uzina constructoare taie curba avansului optim deoarece în domeniul turaţiilor scăzute este necesar, pentru reglarea motorului după curba avansului optim, folosirea unui combustibil cu o cifră octanică mult prea ridicată şi nejustificată, pentru majoritatea cazurilor, de frecvenţa folosirii acestui regim de turaţii. Ca urmare, avansul ce trebuie realizat va fi precizat de un domeniu (exprimînd statistic abaterile tuturor echipamentelor de distribuit scînteia electrică de pe motoare) care urmăreşte mai întîi curba avansului la limita de detonaţie şi apoi curba avansului optim *a*. Acest domeniu (*c* în fig. 3) se numeşte domeniul avansului optim posibil. Rezultă clar necesitatea cunoaşterii experimentale a curbelor avansului optim şi a curbei reprezentînd detonaţia incipientă, pentru că aceasta precizează legea de comandă automată a avansului la declanşarea scînteii electrice.

Determinările experimentale se efectuează atît la bancul de probă pentru stabilirea valorii avansului optim, cît şi în condiţii de cale pentru determinarea avansului la limita de detonaţie.

Valoarea avansului optim la plină admisie s-a ridicat după următoarea metodică.

S-a alimentat motorul cu combustibil de CO = 90. S-a suspendat mecanismul de comandă automat a avansului (blocarea contragreutăţilor pentru comanda prin forţe centrifuge a avansului şi suspendarea conductei de depresiune pentru comanda prin capsulă vacuumatică) şi s-a încărcat motorul cu obturatorul complet deschis. S-a variat manual avansul la fiecare punct încercat, pînă ce la turaţia respectivă s-a obţinut încărcarea maximă a frînei. Cu ajutorul unui stroboscop Orion tip EMG-2371/B, legat în paralel la bujia cilindrului nr. 1, s-a putut citi, pe un disc gradat montat pe arborele motorului, valoarea avansului la declanşarea scînteii electrice. Punctele se ridică de la turaţii scăzute către turaţii ridicate cît şi invers în cadrul aceleiaşi încercări, dîndu-se totodată atenţia temperaturii uleiului şi a apei de răcire deoarece proba este foarte severă pentru motor. De aceea bancul trebuie echipat cu toate aparatele de măsură pentru a urmări comportarea motorului. În figura 4 se prezintă bancul de încercat motoare tip SR-101 de la laboratorul de ardere în motoare al Institutului de energetică.

Pentru ridicarea curbei avansului la limita de detonaţie este necesar să se efectueze încercări pe cale. Metodica folosită a fost următoarea.

Se procedează la o inspecţie a stării mecanice a motorului şi autocamionului verificîndu-se reglajele carburatorului, jocul ruptorului, unghiul de fugă al roţilor, starea frînelor. Se lestează autocamionul la încărcătura de exploatare. Se gradează fulia de pe arborele cotit care serveşte la antrenarea ventilatorului în scopul măsurării unghiului de avans (eventual se montează un disc gradat special). Se blochează comenzile automate ale avansului la declanşarea scînteii electrice. Se echipează autocamionul cu un aparat care să permită citirea corectă a turației medii a motorului în timpul funcționării (spre exemplu instalația Super Electronica MZ-1665 – Tahometrul MZ-181).

După efectuarea acestor operații se aduce autocamionul în regiunea în care se fac experimentările, care trebuie să fie o şosea asfaltată, dreaptă de cîțiva kilometri şi cît mai puțin circulată. Se verifică dacă motorul şi celelalte organe sînt în regim termic, după care se poate trece la experimentări.

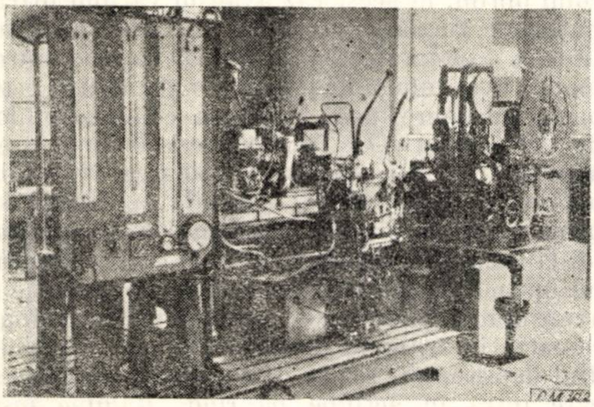


Fig. 4

Se calează un avans fix, cunoscut, al declanşării scînteii electrice. Se porneşte autovehiculul şi se ajunge în priză directă, după care se slăbeşte pedala de accelerație, lăsînd autovehiculul să se decelereze pînă ce se atinge cea mai scăzută turație la care motorul mai funcționează regulat. Se rulează o perioadă de timp pentru a se obține starea de regim, după care, conducătorul auto apasă pînă în fund pedala de accelerație creînd plină admisiune. Se urmăreşte auditiv dacă există detonația. Se notează turația de la care s-a început determinarea, turația la care fenomenul se aude slab şi turația cînd acesta a dispărut. Determinarea făcută precizează avansul la declanşarea scînteii electrice pentru plaja de turații respective la plină admisiune, la limita de detonație. În cazul în care în urma accelerației nu apare detonația, se măreşte avansul şi se reia încercarea. Fiecare experiență se repetă de două ori, (o dată la dus şi o dată la întors, pentru a elimina influența drumului). Este bine ca la toate experimentările să participe aceleaşi persoane pentru a se putea face determinările cu aceeaşi eroare subiectivă. Determinările trebuie să fie făcute cu menținerea motorului cît mai puțin în regim detonant.

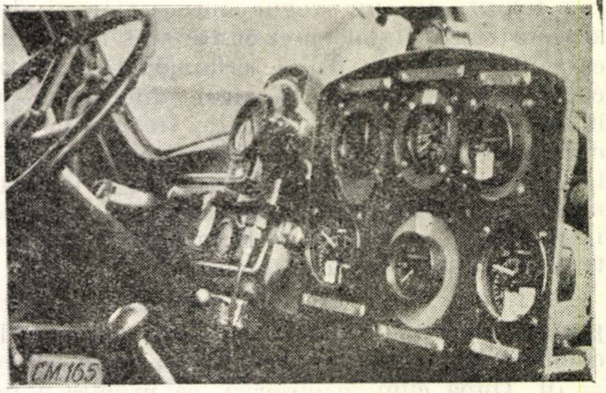


Fig. 5

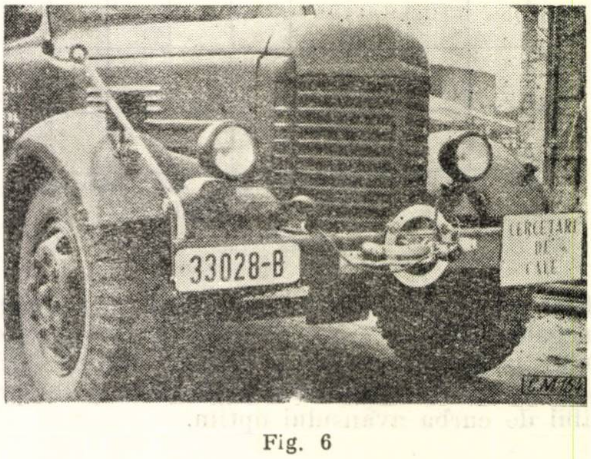


Fig. 6

În cazul în care detonația apare la sarcini parțiale la vitezele mici de înaintare, s-a folosit următoarea completare la metodica expusă. Se fixează o valoare nu prea mare a avansului fix. Se caută ca, trecînd prin treptele inferioare de viteză, să se aducă autocamionul la o viteză de înaintare suficient de mare, astfel ca în priză directă acesta să se găsească la viteza de înaintare de 40–50 km/h. În această situație motorul poate să fie sau nu în regim detonant. Dacă motorul se află în regim detonant se procedează la o uşoară accelerare a motorului pînă ce dispare (dacă este cazul) regimul detonant; dacă motorul nu se află în regim detonant se procedează la o decelerare a autovehiculului pînă ce se atinge limita regimului detonant. Se obține astfel regimul minim de turație al motorului la care acesta poate funcționa în priză directă fără detonație pentru sarcina şi reglajul respectiv. Se înaintează cu această viteză pînă ce se stabileşte regimul constant, după care se accelerează motorul, apăsîndu-se complet pedala de accelerație. Se obține astfel admisiunea totală, regimul detonant apare şi se notează valoarea turației la care se uşurează şi la care apoi dispare detonația. Deşi acest gen de încercări se pot face pe autocamioane din exploatare, este bine ca pentru un studiu complet să se urmărească şi alți parametri ai motorului şi ai şasiului, prevăzînd pentru aceasta o serie de aparate de control. În figurile 5 şi 6 se prezintă unul dintre şasiurile experimentale ale Institutului de energetică. Este de reținut că în tot timpul probelor trebuie să se verifice starea ambreiajului. Patinarea acestuia viciază rezultatele.

Determinările experimentale au fost efectuate pentru două tipuri de autocamion SR. S-a folosit cîte un singur autocamion și din această cauză datele prezentate sînt lipsite de caracterul statistic. În determinări s-au folosit combustibili de cifre octanice diferite. S-au înscris în diagrame atît valoarea turației la care detonația devine slabă, cît și valoarea turației la care dispare detonația, astfel că se prinde mai bine limita de detonație care va fi cuprinsă între cele două curbe. Pe fiecare diagramă s-a trasat și curba avansului optim.

În figura 7 se prezintă încercările făcute pentru motorul SR-101 cu două sorturi de combustibil avînd respectiv CO = 66 și CO = 70. După cum se observă, ca urmare a întrepătrunderii puternice a curbei avansului optim cu cea a avansului la limita de detonație, legea de variație a avansului nu se poate realiza decît cu un dispozitiv centrifugal cu resoarte inegale. Mărirea cifrei octanice a combustibilului permite mărirea avansului fix, și prin aceasta apropierea curbei avansului optim posibil de curba avansului optim.

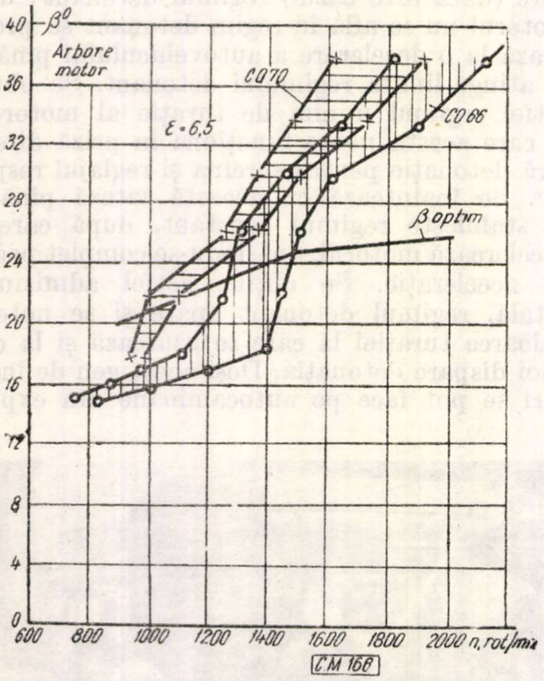


Fig. 7

În figura 8 se prezintă încercări făcute pentru un autocamion cu motor în V, cu combustibili de cifre octanice diferite. Se constată că numai în cazul utilizării unui combustibil avînd CO = 80 se poate utiliza reglajul după curba avansului optim, în acest caz avansul variind foarte puțin cu turația. Această variație mică cu turația îndreptățește realizarea varierii automate a avansului numai printr-o membrană acționată de depresiune. Folosirea combustibililor de CO = 66 și CO = 70 conduce la îndepărtarea avansului optim posibil de valoarea avansului optim; avansul optim posibil va trebui să urmărească pe o primă porțiune curba avansului la limita de detonație și apoi curba avansului optim. Forma aceasta de lege de variație a avansului se realizează prin dispunerea a două resoarte în sistemul de comandă prin intermediul depresiunii, avînd caracteristici diferite și care intră în acțiune pe rînd. Rămîne însă deschisă problema dacă în acest caz nu ar trebui să se realizeze și un dispozitiv centrifugal de acționare automată a avansului.

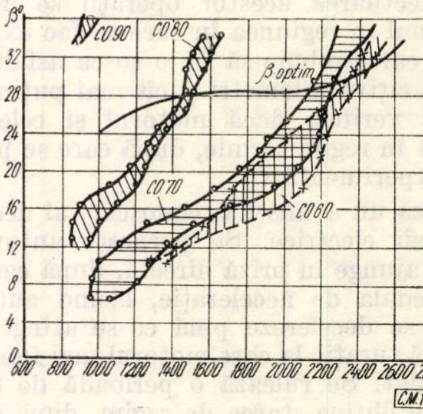


Fig. 8

Din prezentarea făcută reiese:

— necesitatea studierii experimentale a variației avansului la declanșarea scînteii electrice pentru a cunoaște modul în care trebuie să se realizeze variația automată a acestuia și dispozitivul ce trebuie adaptat;

— avantajele utilizării unui combustibil de cifră octanică superioară care permite pe de o parte folosirea reglajelor la avansul optim și pe de altă parte mărirea raportului de compresiune, elemente care contribuie la îmbunătățirea performanțelor și economicității motoarelor;

— studii de această natură trebuie efectuate pe un număr cît mai mare de exemplare și la diferite grade de uzură a acestora.

CZ 621.434.019.4

Unele aspecte ale influenţei turbulenţei asupra vitezei de propagare a flăcării în motorul cu aprindere prin scînteie

Conf. ing. A. RADU – CERNEA

Unul dintre obiectivele principale ale studiului procesului de ardere din motoare este cunoaşterea căilor pentru obţinerea unei viteze maxime de propagare a flăcării. Dacă ar fi să ne referim numai la necesitatea accelerării arderii la motoarele care lucrează la turaţii ridicate sau la importanţa măririi vitezei de propagare ca mijloc pentru combaterea detonaţiei, am cita doar două din consecinţele importante ale obiectivului menţionat.

Măsurarea vitezei de propagare a flăcării comportă însă mari dificultăţi. Chiar folosirea fotoînregistrărilor continue sau a fotoînregistrărilor de ansamblu, efectuate printr-una sau mai multe ferestre de cuarţ amplasate în chiulasa motorului, nu conduce decît la detectarea deplasării proiecţiei frontului de flacără pe un plan perpendicular pe axul cilindrului. Se poate deci vorbi de fapt despre o viteză aparentă de propagare a flăcării.

Pentru interpretarea datelor experimentale este important să se poată determina viteza aparentă de propagare a flăcării W_{fa} pornind de la diagrama indicată a motorului. În acest sens apare utilă folosirea indicaţiilor din lucrarea [1] care conduce la un calcul simplu al acestei viteze. Într-adevăr, pentru o cameră de ardere cilindrică şi considerînd că în faza principală, de durată θ_2, frontul de flacără se propagă pe o distanţă de 85 % din parcursul total [2], se deduce că:

$$W_{fa} = 6\,n\,\frac{0{,}85\ D}{\theta_2};$$

$$W_{fa} = 5{,}1.D\,\frac{n}{\theta_2}, \qquad (1)$$

în care:

D este diametrul cilindrului şi n – turaţia.

Verificarea rezultatelor obţinute cu această relaţie – printr-un calcul al procesului de ardere [3] care urmăreşte evoluţia reală a fluidului gazos în cilindrul motorului – arată o bună concordanţă a valorilor vitezei aparente de propagare a flăcării.

Folosind măsurările de turbulenţă făcute în cilindrul motorului [4] se poate stabili destul de precis – pentru un anumit tip de motor – dependenţa dintre turbulenţă şi un alt parametru funcţional al motorului. În această privinţă, cel mai caracteristic parametru, este evident turaţia motorului.

În acest sens au fost orientate şi experienţele autorului. Folosind datele diagramei indicate ridicate de pe acelaşi tip de motor, pentru care există [4] măsurări certe de turbulenţă, s-a urmărit dependenţa dintre viteza aparentă de propagare a flăcării şi turaţia motorului.

Din ansamblul încercărilor efectuate au fost selecţionate acele experienţe care conduc la obţinerea unei viteze maxime de propagare a flăcării. Ele corespund valorilor optime ale avansului la apariţia scînteii β_{opt} şi ale coeficientului excesului de aer α_{opt}. Ca atare, la fiecare turaţie n trebuie ales avansul corespunzător la aprindere.

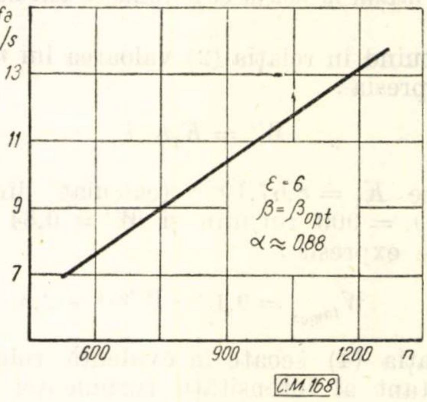


Fig. 1. Variaţia vitezei aparente de propagare a flăcării în funcţie de turaţie.

Din figura 1 se desprinde că, pentru motorul I.T.9-2, lucrînd în condiţiile $\varepsilon = 6$, $\beta = \beta_{opt}$, $n = 600-900-1200$ rot/min *viteza maximă aparentă de propagare a flăcării se obţine pentru un coeficient al excesului de aer* $\alpha = 0{,}88-0{,}9$, *fiind deci în concordanţă deplină cu acea compoziţie a amestecului care are viteza laminară maximă şi temperatura maximă de ardere.* Aceasta constituie o indicaţie certă asupra influenţei factorului chimic asupra fazei principale a procesului de ardere.

Viteza maximă aparentă de propagare a flăcării creşte liniar cu turaţia după o relaţie de tipul:

$$W_{fa_{max}} = an + b. \qquad (2)$$

În acest caz (fig. 1): $a = 0{,}009$ şi $b = 2{,}3$.

Viteza maximă aparentă de propagare a flăcării variază cu intensitatea maximă (în PMS) a turbulenţei (fig. 2) după o relaţie de tipul:

$$W_{fa_{max}} = a_1\ W'^{0.74} + b_1 \qquad (3)$$

în care $a_1 = 9$ şi $b_1 = 2{,}3$.

Această relaţie nu face decît să confirme expresia dependenţei dintre intensitatea turbulenţei W' în PMS şi turaţie, stabilită pe baza măsurărilor de turbulenţă [4]. Într-adevăr,

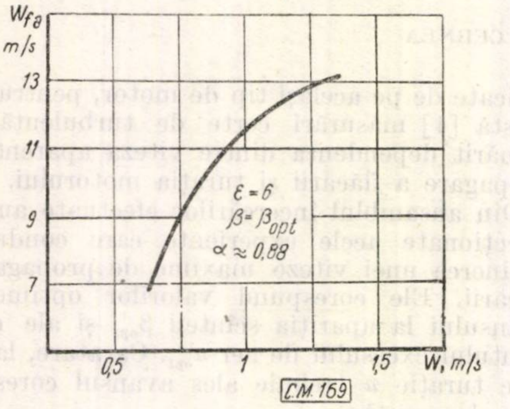


Fig. 2. Variaţia vitezei aparente de propagare a flăcării în funcţie de intensitatea turbulenţei.

substituind în relaţia (2) valoarea lui n dedusă din expresia:

$$W' = K_1 n^{1,35},$$

în care $K_1 = 8{,}67 \cdot 10^{-5}$ (calculat din condiţiile: $n = 900$ rot/min şi $W' = 0{,}84$ m/s) se găseşte expresia:

$$W_{fa_{max}} = 9{,}13 \cdot W'^{0,74} + 2{,}3. \qquad (4)$$

Relaţia (4) scoate în evidenţă rolul foarte important al intensităţii turbulenţei în accelerarea vitezei de propagare a flăcării în faza principală a arderii.

Menţinîndu-se în cadrul aceluiaşi aspect al problemei, se poate semnala ca un corolar evident al creşterii vitezei aparente de propagare a flăcării — micşorarea duratei totale a arderii. Aceasta se ilustrează prin dinamica căldurii active X_a calculată pe baza diagramei indicate a motorului (fig. 3).

Adoptînd aceeaşi origine (momentul apariţiei scînteii) se remarcă că durata totală a arderii este cea mai redusă pentru regimul de turaţie maximă, respectiv pentru intensitatea maximă a turbulenţei.

În concluzie, acţionînd asupra factorilor care măresc intensitatea turbulenţei (creşterea turaţiei, modificarea constructivă a sistemului de admisiune a amestecului carburant, modificarea arhitecturii camerei de ardere prin adoptarea de praguri turbionare etc.) se obţine creşterea vitezei de propagare a flăcării şi reducerea duratei procesului de ardere, deci mărirea randamentului arderii — cu toate consecinţele ce decurg în privinţa puterii şi economicităţii motorului cu aprindere prin scînteie.

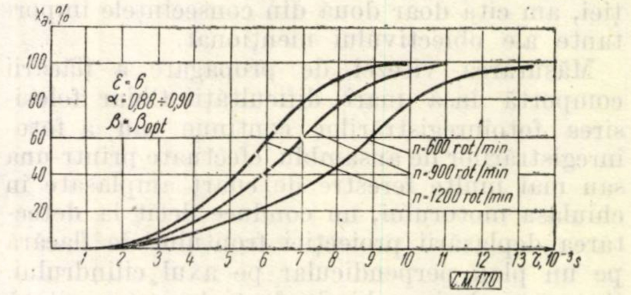


Fig. 3. Dinamica căldurii active în funcţie de turaţie.

[1] *Aramă, C.* — Arderea combustibililor în motoare. Combustibili şi lubrifianţi pentru motoare, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1962. [2] *Taylor, C. F.* şi *Taylor, E. S.* — The internal combustion engine Scranton, Pensylvania, 1958. [3] *Radu-Cernea, A.* — O metodă de calcul al vitezei de propagare a flăcării pe baza diagramei indicate a motorului. Buletin I.P.G.G., vol. VIII, 1962. [4] *Semenov, E. S.* — Isledovanie turbulentnovo dvijenia gazah v ţilindre porsnevovo dvigateliah. Izd. Ac. Nauk S.S.S.R., Moskva, 1959.

CZ 621.43.018

Determinarea randamentului mecanic la motoarele cu ardere internă în funcţie de consumul de combustibil

Ing. HRISTO SAVOV NICOLOV
Institutul de mecanică şi electrotehnică din Sofia — R. P. Bulgaria

Pînă în prezent nu se cunoaşte expresia analitică cu care să se poată determina randamentul mecanic al motoarelor cu ardere internă. Determinarea experimentală a puterii de frecare prezintă o greutate destul de mare. Aproape toate metodele au neajunsul de a nu da valoarea reală a pierderilor de frecare în motor. Mărimile randamentului mecanic, obţinute experimental, în cazul cel mai bun se apropie oarecum de cele reale, deoarece nu sînt cu putinţă măsurările directe ale puterii de frecare a motorului aflat în funcţiune.

Determinarea puterii de frecare P_f ca diferenţa dintre puterea indicată P_i şi puterea efectivă P_e poate fi acceptată ca o metodă suficient de exactă.

În unele cazuri însă, la motoarele cu turaţii mari, puterea indicată măsurată se abate în mod considerabil faţă de cea reală, ceea ce face ca valorile obţinute privind randamentul mecanic să se abată şi mai mult faţă de cele reale.

Din cauza insuficientei exactităţi şi a unei complicaţii prea mari a acestei metode se aplică o altă metodă mai simplă. În cazul acesta, puterea de frecare se determină cu puterea cheltuită pentru acţionarea motorului de către o sursă exterioară de energie, de cele mai multe ori de un electromotor. Puterea de frecare obţinută se deosebeşte de cea reală, deoarece lipsesc forţa gazelor, procesul de ardere şi toate urmările care rezultă din aceasta. Şi totuşi în practică este acceptată puterea de frecare stabilită convenţional ca fiind reală.

La motoarele cu mai mulţi cilindri se aplică uneori o a treia metodă. Cu această metodă se determină puterea efectivă la o anumită sarcină şi la o anumită turaţie, după care se scoate din funcţiune unul dintre cilindri. Diferenţa de putere la aceeaşi turaţie dă puterea indicată a cilindrului scos din funcţiune. Puterea de frecare obţinută nu corespunde cu cea reală, deoarece cilindrul decuplat nu se găseşte în condiţii reale de funcţionare. Afară de aceasta, puterea indicată a cilindrului respectiv nu include acea parte din putere care în mod normal este folosită pentru acţionarea agregatelor ajutătoare.

În literatură se mai întîlneşte un procedeu sub denumirea „metoda lui Vilans". La această metodă, determinarea radamentului mecanic se face măsurîndu-se puterea efectivă şi consumul orar de combustibil pentru două sarcini diferite ale motorului aflat la turaţie constantă. După aceea se construieşte caracteristica de sarcină şi se prelungeşte în linie dreaptă consumul orar de combustibil pînă la întretăierea abscisei. Segmentul dintre origine şi intersecţia amintită dă puterea de frecare. Şi cum puterea efectivă şi puterea de frecare sînt cunoscute se poate stabili randamentul mecanic. La metoda lui Vilans se face ipoteza că randamentul mecanic indicat şi consumul specific indicat de combustibil în domeniul principal de funcţionare a motorului rămîn aproximativ constante. (Lucrul acesta este valabil mai mult pentru motoarele cu aprindere prin comprimare şi mai puţin pentru cele cu aprindere prin scînteie.) Această ipoteză asupra funcţionării în gol şi mai cu seamă pentru sarcina maximă, drept urmare a variaţiei mărimilor η_i şi c_i provoacă erori considerabile ale valorilor randamentului mecanic obţinut prin această metodă. Din această cauză, în mod obişnuit se iau ca bază regimuri (sarcini) care se deosebesc de regimurile de mers în gol şi maxime ale motorului.

Din cele arătate se vede că pînă în prezent încă nu există nici expresia analitică, nici o metodă experimentală corespunzătoare, după care să se poată determina puterea reală de frecare a motoarelor cu ardere internă. Din această cauză, valorile randamentului mecanic obţinute prin orice metodă sînt, pînă la un anumit punct, aproximative şi, de aceea, ele trebuie să fie folosite cu o oarecare prudenţă.

Metoda propusă în prezenta lucrare cu privire la determinarea randamentului mecanic după consumul de combustibil pleacă de la aceleaşi premise, ca şi la metoda lui Vilans, adică $c_i = \text{const.}$ şi $\eta_i = \text{const.}$, însă cu unele deosebiri.

Randamentul mecanic poate să fie determinat în domeniul principal de funcţionare a motorului la turaţie constantă direct din puterea efectivă măsurată şi din consumul de combustibil. Prin aceasta se evită erorile în construirea caracteristicii de sarcină şi erorile de calcul al puterii de frecare rezultate din ea.

Randamentul mecanic poate să fie determinat în domeniul principal al funcţionării motorului în cazul turaţiilor variabile numai cu o singură măsurare a puterii efective şi a consumului de combustibil pentru turaţiile respective (n şi n') fără construirea caracteristicii de sarcină şi urmările care decurg din aceasta.

În literatura tehnică, metoda lui Vilans în general nu cercetează determinarea randamentului mecanic în cazul turaţiilor variabile. Ea poate fi folosită, dar sînt necesare cîte două măsurări ale puterii efective şi ale consumului de combustibil pentru turaţiile respective şi nu cîte una singură, cum este în metoda recomandată. Prin urmare, lucrul acesta duce la creşterea erorilor din construirea celor două caracteristici de sarcină (pentru n şi n') şi a erorilor de calcul al puterilor de frecare rezultate din ele. Afară de aceasta, se dublează timpul şi consumul de combustibil, pentru a se putea determina datele necesare ale motorului.

Randamentul mecanic obţinut (cu prilejul studierii mai departe a cazurilor I, II, III) se referă la motorul cu o sarcină şi cu o turaţie maximă.

Această metodă dă posibilitate să se poată determina randamentul mecanic nu numai pentru sarcina maximă, ci şi pe întregul interval de la mers în gol şi pînă la sarcina de 100%, la $n = n_{max} = \text{const.}$ Afară de aceasta, randamentul mecanic poate fi determinat pentru oricare alte turaţii inferioare turaţiilor maxime şi sarcini parţiale ale motorului, de asemenea, pe întregul interval de la încărcarea parţială respectivă pînă la mersul în gol, luate ca bază, turaţiile fiind menţinute constante.

În toate cazurile este însă necesar ca la determinarea randamentului mecanic să se ia ca date iniţiale sarcini mai mari decît mersul în gol şi mai mici decît cele maxime. Aceasta se impune cu scopul de a se evita, pe cît este cu putinţă, influenţa abaterilor mărimilor c_i şi η_i, presupuse constante. Întrucît la mers în gol şi sarcină 100% aceste abateri sînt maxime, şi valorile obţinute pentru randamentul mecanic se deosebesc de cele reale.

Aflarea randamentului mecanic al unui motor pentru mers în gol şi sarcină maximă se poate face grafic, prelungindu-se curba randamentului mecanic în ambele părţi, păstrîndu-se caracterul ei de variaţie. Aceasta în unele cazuri (mai cu seamă la mers în gol) nu este necesar, deoarece la acest regim motoarele cu ardere internă aproape că nu sînt exploatate şi mărimea randamentului mecanic nu prezintă un interes deosebit.

În stabilirea cazurilor I, II şi III sînt luate ca bază mersul în gol şi sarcina maximă a motorului, acceptîndu-se convenţional că la aceste sarcini se păstrează c_i = const. şi η_i = = const.

Aceasta în nici un caz nu influenţează asupra concluziilor cu privire la randamentul mecanic, precum şi asupra aplicării lor, pentru sarcini care se deosebesc de cele luate drept bază.

Formulele pentru determinarea randamentului mecanic date mai departe rezultă din faptul că între caracterul variaţiei consumului de combustibil (c_e în g/CPh sau C_e în kgh) şi randamentul mecanic (η_m) al unui motor la turaţie constantă (n = const.) şi la turaţii variabile ($n \neq$ const.) există o relaţie simplă, şi anume:

$$c_e = \frac{\text{const.}}{\eta_m} \quad \text{şi} \quad C_e = \frac{\text{const.}\ P_e}{\eta_m},$$

adică c_e şi C_e sînt invers proporţionale faţă de η_m, întrucît consumul specific indicat de combustibil, c_i, după caracteristica de sarcină a motorului, este constant $c_i = c_e$, η_m = const. şi randamentul mecanic indicat $\eta_i \approx$ const.

Afară de aceasta, puterea de frecare în cazul variaţiei sarcinii şi la turaţii constante (n = = const.) rămîne constantă (P_f = const.). Am considerat că arderea este completă, cum este cazul la motoarele actuale cu ardere internă cu excepţia unor motoare speciale şi a unor regimuri de lucru deosebite ale motoarelor.

Cazul I. Determinarea randamentului mecanic după consumul de combustibil al motorului la sarcină maximă şi la mers în gol, la turaţie constantă.

Este ştiut că:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_f}.$$

În cazul acesta rezultă:

a) pentru sarcină maximă

$$C_e = \frac{\text{const.}\ P_e}{\eta_m} = \frac{\text{const.}\ P_e}{\dfrac{P_e}{P_e + P_f}} = \frac{const.\ P_e\,(P_e + P_f)}{P_e}$$

$$C_e = const.\ (P_e + P_f);$$

b) la mers în gol

$$C'_e = \frac{const.\ P'_e}{\eta_m} = \frac{const.\ P'_e}{\dfrac{P'_e}{P'_e + P_f}} = \frac{const.\ P'_e\,(P'_e + P_f)}{P'_e}$$

$$C'_e = const.\ (P'_e + P_f).$$

Deci $C_e - C'_e = const.\ (P_e + P_f - P'_e - P_f)$.

Întrucît la mersul în gol puterea efectivă este egală cu zero ($P'_e = 0$) şi puterea de frecare P_f la sarcină maximă şi mers în gol, la n = = const., sînt egale (P_f = const), atunci:

$$C_e - C'_e = const.\ P_e.$$

Deci se poate scrie:

$$\frac{C_e - C'_e}{C_e} = \frac{const.\ P_e}{const.\ (P_e + P_f)} = \frac{P_e}{P_e + P_f} = \eta_m$$

$$\eta_m = \frac{C_e - C'_e}{C_e}$$

$$\eta_m = 1 - \frac{C'_e}{C_e}. \tag{1}$$

Întrucît $C_e = P_e\,c_e$, formula (1) ia forma:

$$\eta_m = 1 - \frac{C'_e}{P_e\,c_e};$$

$$\eta_m = 1 - \frac{\dfrac{C'_e}{c_e}}{P_e}; \tag{1a}$$

$$\eta_m = \frac{P_e - \dfrac{C'_e}{c_e}}{P_e}, \tag{1b}$$

unde:

a) pentru formula (1):

C_e este consumul de combustibil la plină sarcină, kg/h;

C'_e — consumul de combustibil la mersul în gol, kg/h;

b) pentru formula (1a) şi (1b):

c_e este consumul specific efectiv de combustibil la sarcină maximă, g/CPh;

C'_e — consumul de combustibil la mersul în gol, g/h;

P_e — puterea efectivă la sarcină maximă, CP.

Din formulele (1), (1a) şi (1b) se vede că randamentul mecanic poate fi determinat, pentru cazul I, atît după consumul orar de combustibil C_e şi C'_e în kg/h, cît şi după consumul specific de combustibil c_e în g/CPh şi consumul orar de combustibil C'_e în g/h pentru sarcină maximă şi mers în gol la turaţie constantă.

Cazul II. Determinarea randamentului mecanic după consumul de combustibil al motorului la sarcină maximă şi parţială, la turaţie constantă.

În cazul acesta rezultă:

a) pentru sarcină maximă

$$C_e = \frac{const.\, P_e}{\eta_m} = \frac{const.\, P_e}{\dfrac{P_e}{P_e + P_f}} = \frac{const.\, P_e\,(P_e + P_f)}{P_e}$$

$$C_e = const.\ (P_e + P_f)\,;$$

b) pentru sarcină parţială

$$C_e' = \frac{const.\ P_e'}{\eta_m} = \frac{const.\ P_e'}{\dfrac{P_e'}{P_e' + P_f}} = \frac{const.\ P_e'\,(P_e' + P_f}{P_e'}$$

$$C_e' = \text{const.}\ (P_e' + P_f).$$

Atunci rezultă:

$$C_e - C_e' = const.\ (P_e + P_f - P_e' - P_f).$$

Deoarece la sarcină maximă şi parţială puterile de frecare P_f, la n = const. sînt egale (P_f = const.), atunci:

$$C_e - C_e' = const.\ (P_e = P_e').$$

Deci se poate scrie:

$$\frac{C_e - C_e'}{C_e} = \frac{const.\,(P_e - P_e')}{const.\,(P_e + P_f)} = \frac{P_e - P_e'}{P_e + P_f}.$$

Înmulţind numărătorul şi numitorul din partea dreaptă a egalităţii cu P_e şi efectuînd transformările, rezultă:

$$\frac{C_e - C_e'}{C_e} = \frac{P_e\,(P_e - P_e')}{P_e\ (P_e + P_f)}\,; \quad \frac{P_e\,(C_e - C_e')}{C_e} = \frac{P_e\,(P_e - P_e')}{P_e + P_f}$$

$$\frac{P_e}{P_e - P_e'} = \frac{P_e}{P_e + P_f} = \eta_m \tag{2}$$

$$\eta_m = \frac{P_e - P_e\,\dfrac{C_e'}{C_e}}{P_e - P_e'}. \tag{2a}$$

Întrucît $\frac{1}{c_e} = \frac{P_e}{C_e}$ şi $C_e' = P_e'\,c_e'$, după înlocuirea în formula (2a) se obţine:

$$\eta_m = \frac{P_e - P_e'\,\dfrac{c_e'}{c_e}}{P_e - P_e'}, \tag{2b}$$

în care:

C_e este consumul de combustibil la sarcină maximă, kg/h;

C_e' — consuml de combustibil la sarcină parţială, kg/h;

c_e — consumul specific de combustibil la sarcină maximă, g/CPh;

c_e' — consumul specific de combustibil la sarcină parţială, g/CPh;

P_e şi P_e' puterile efective la sarcină maximă şi parţială, CP.

Din formulele (2), (2a) şi (2b) se vede că randamentul mecanic poate fi determinat, pentru cazul II, atît prin consumul orar de combustibil C_e şi C_e' în kg/h, cît şi după consumul specific de combustibil c_e şi c_e' în g/CPh, pentru sarcină maximă şi parţială, la turaţie constantă.

Cazul III. Determinarea randamentului mecanic după consumul de combustibil al motorului la sarcina maximă şi parţială, la turaţie variabilă.

În cazul acesta, ca şi în cazul II, se obţine:

a) pentru sarcină maximă

$$C_e = \frac{const.\ P_e}{\eta_m} = \frac{const.\ P_e}{\dfrac{P_e}{P_e + P_f}} = \frac{const.\ P_e\,(P_e + P_f)}{P_e}$$

$$C_e = const.\ (P_e + P_f)\,;$$

b) pentru sarcină parţială

$$x = \left(\frac{n'}{n}\right)^m;\ n' < n$$

$$C_e' = \frac{const.\ P_e'}{\eta_m} = \frac{const.\ P_e'}{P_e'/(P_e' + x\,P_f)} = \frac{const.\ P_e\,(P_e' + x\,P_f)}{P_e'}$$

$$C_e' = const.\ \ (P_e' + x\ P_f).$$

Atunci:

$$xC_e - C_e' = const.\,(xP_e + xP_f) - const.\,(P_e' + xP_f)$$

$$xC_e - C_e' = const.\ (xP_e - P_e').$$

Prin urmare se poate scrie:

$$\frac{xC_e - C_e'}{C_e} = \frac{const.\,(xP_e - P_e')}{const.\,(P_e + P_f)} = \frac{xP_e - P_e'}{P_e + P_f}.$$

Înmulţind numărătorul şi numitorul din partea dreaptă a egalităţii cu P_e, după transformare rezultă:

$$\frac{xC_e - C_e'}{C_e} = \frac{(xP_e - P_e')\,P_e}{P_e\,(P_e + P_f)}$$

$$\frac{P_e\,(xC_e - C_e')}{C_e} = \frac{(xP_e - P_e')\,P_e}{P_e + P_f}$$

$$\frac{P_e\left(\dfrac{xC_e - C_e'}{C_e}\right)}{xP_e - P_e'} = \frac{P_e}{P_e + P_f} = \eta_m$$

$$\eta_m = \frac{P_e\left(x - \dfrac{C_e'}{C_e}\right)}{xP_e - P_e'} = \frac{P_e\left[\left(\dfrac{n'}{n}\right)^m - \dfrac{C_e'}{C_e}\right]}{P_e\left(\dfrac{n'}{n}\right)^m - P_e'} \tag{3}$$

$$\eta_m = \frac{xP_e - P_e\,\dfrac{C_e'}{C_e}}{xP_e - P_e'} = \frac{P_e\left(\dfrac{n'}{n}\right)^m - P_e\,\dfrac{C_e}{C_e}}{P_e\left(\dfrac{n'}{n}\right)^m - P_e'} \tag{3a}$$

Întrucît $\frac{1}{c_e} = \frac{P_e}{C_e}$ și $C'_e = P'_e\, c'_e$, după înlocuire:

$$\eta_m = \frac{P_e x - P'_e \frac{c'_e}{c_e}}{P_e x - P'_e} = \frac{P_e\left(\frac{n'}{n}\right)^m - P'_e \frac{C'_e}{C_e}}{P_e\left(\frac{n'}{n}\right)^m - P'_e}, \qquad (3b)$$

în care:

C_e este consumul de combustibil la sarcină maximă și turație n, kg/h;

C'_e — consumul de combustibil la sarcină parțială și turație n', kg/h;

c_e — consumul specific de combustibil la sarcină maximă și turație n, g/CPh;

c'_e — consumul specific de combustibil la sarcină parțială și turație n', g/CPh;

$x = \left(\frac{n'}{n}\right)^m$ — raportul turațiilor la sarcină maximă și parțială, ridicat la puterea m; $m = 1{,}8$ pînă la 2,2 — exponent care ține seamă de caracterul variației puterii de frecare în funcție de turație, stabilit pe cale experimentală;

P_e și P'_e — puterea efectivă la sarcină maximă și turația n și puterea efectivă la sarcină parțială și turație n'; n și n' rot/min la sarcină maximă și parțială, CP.

Din formulele (3), (3a) și (3b) se vede că randamentul mecanic poate fi determinat, pentru cazul III, la sarcini și turații variabile, folosind raportul $\left(\frac{n'}{n}\right)^m$ atît la consumul orar de combustibil C_e și C'_e, în kg/h, cît și după consumul specific de combustibil c_e și c'_e, în g/CPh, pentru sarcină maximă și parțială, la turație variabilă.

Se știe că puterea de frecare la motoarele cu ardere internă este o funcție de turație și depinde de tipul și principiul de funcționare a motorului și variază între limitele corespunzătoare pentru $m = 1{,}8$ și $m = 2{,}2$, cel mai adeseori acceptîndu-se $m = 2$.

Determinarea randamentului mecanic în cazul III, adică după formulele (3), (3a) și (3b), dă rezultate exacte numai în cazul cînd exponentul m este bine ales. În caz contrariu, randamentul mecanic se abate de la valorile reale.

De aceea, la determinarea randamentului mecanic se recomandă să fie folosite mai cu seamă cazurile I și II, deoarece la cazul III cu greu poate fi obținută în prealabil valoarea justă a exponentului m. Cazul III se aplică pentru verificarea și compararea valorilor obținute pentru randamentul mecanic cu cazurile I și II și, eventual, pentru stabilirea exponentului m la sarcinile și turațiile date.

Formulele (3), (3a) și (3b) sînt aplicabile atît la cazul II, cît și la cazul I.

Întrucît în cazul II, $n = n'$, adică $\left(\frac{n'}{n}\right)^m = 1$, formulele (3), (3a) și 3b) capătă aspectul formulelor (2), (2a) și (2b).

Întrucît în cazul I la mersul în gol $P'_e = 0$ și $P'_e\, c'_e = 0\, \infty$, atunci formulele (2), (2a) și (2b) capătă aspectul formulelor (1), (1a) și (1b), consumul specific de combustibil c'_e în g/CPh (în cazul II) pentru mersul în gol se înlocuiește cu consumul orar de combustibil C'_e în g/h.

Aplicarea formulelor pentru determinarea randamentului mecanic este dată mai jos, fiind studiat un motor cu carburator.

1. Să se determine η_m al unui motor cu carburator, cu următoarele date cunoscute: (aplicate la formula 1)

$n = 4\,000$ rot/min; $P_e = 100$ CP; $C_e = 25$ kg/h

$c_e = 250$ g/CPh; $C'_e = 5$ kg/h

$$\eta_m = 1 - \frac{C'_e}{C_e} = 1 - \frac{5}{25} = 1 - 0{,}2 = 0{,}80.$$

2. Să se determine η_m al aceluiași motor cu următoarele date cunoscute:

$$P_e = 100 \text{ CP};$$

$$P'_e = 0 \text{ CP};\ n = 4\,000 \text{ rot/min};$$

$c'_e = 25$ kg/h; $c_e = 250$ g/CPh; $C_e = 5$ kg/h $=$ $= 5\,000$ g/h; (aplicarea formulelor 1a și 1b)

$$\eta_m = \frac{P_e - \frac{C'_e}{C_e}}{P_e} = \frac{100 - \frac{5\,000}{250}}{100} = \frac{100 - 20}{100} = 0{,}80.$$

3. Să se determine ηm al aceluiași motor la aceleași turații pentru o sarcină de 75%, 50% și 25% și consumul respectiv de combustibil $C_e = 20$, 15 și 10 kg/h

la 75% sarcină:

$$\eta_m = 1 - \frac{5}{20} = 1 - 0{,}25 = 0{,}75;$$

la 50% sarcină:

$$\eta_m = 1 - \frac{5}{25} = 1 - 0{,}334 = 0{,}666;$$

la 25% sarcină:

$$\eta_m = 1 - \frac{5}{10} = 1 - 0{,}5 = 0{,}5.$$

4. Să se determine η_m al aceluiași motor la 75% sarcină și turațiile respective după caracteristica parțială, adică:

$$P_e = 75\,\text{CP}, n' = n\sqrt[3]{0,75} = 4000\cdot 0,908 = = 3,634 \text{ rot/min};$$

$$C'_e = 4 \text{ kg/h } C_e = 19,14 \text{ și } 9 \text{ kg/h},$$

la 75% sarcină:

$$\eta_m = 1 - \frac{C'_e}{C_e} = 1 - \frac{4}{19} = 1 - 0,21 = 0,79;$$

la 50% sarcină:

$$\eta_m = 1 - \frac{4}{14} = 1 - 0,286 = 0,714.$$

la 25% sarcină:

$$\eta_m = 1 - \frac{4}{9} = 1 - 0,445 = 0,555.$$

5. Să se determine η_m al aceluiași motor cu următoarele date cunoscute:

$n = 4\,000$ rot/min; $P_e = 100$ CP; $C_e = 25$ kg/h;

$c_e = 250$ g/CPh; $P'_e = 50$ CP; $C'_e = 15$ kg/h;

$c'_e = 300$ g/CPh; (aplicarea formulelor 2, 2a și 2b)

$$\eta_m = \frac{P_e\left(1 - \frac{C'_e}{C_e}\right)}{P_e - P'_e} = \frac{100\left(1 - \frac{15}{25}\right)}{100 - 50} = 0,80;$$

$$\eta_m = \frac{P_e - P'_e\frac{C'_e}{C_e}}{P_e - P'_e} = \frac{100 - 50\frac{300}{250}}{100 - 50} = 0,80.$$

În tabela 1 și figura 1 sînt date rezultatele pentru randamentul mecanic al motorului cu carburator încercat la o sarcină de 100%, 75%, 50% și 25% și turațiile respective.

Dacă în tabela 1 se iau randamentul mecanic $\eta_m = 0,8$; $0,79$; $0,77$ și $0,714$, consumul specific de combustibil $c_e = 250$, 254, 260 și 280 g/CPh, puterea efectivă $= 100, 75, 50$ și 25 CP și turațiile respective $n = 4\,000$, 3634, 3180 și 2520 rot/min, se poate construi caracte-

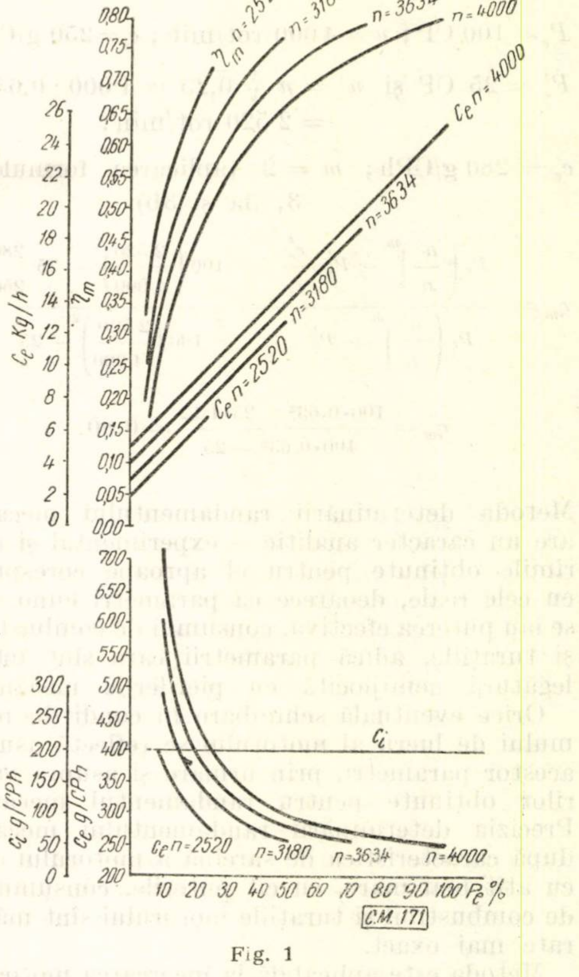


Fig. 1

Tabela 1

Puterea, %	Sarcină 100%			Sarcină 75%			Sarcină 50%			Sarcină 25%		
	$n = 4\,000$ rot/min			$n' = n\sqrt[3]{0,75 = 3\,634}$			$n' = n\sqrt[3]{0,5 = 3\,180}$			$n' = n\sqrt[3]{0,25 = 2\,520}$		
	C_e, kg/h	c_t, g/CPh	η_m	C_e, kg/h	c_c, g/CPh	η_m	C_e, kg/h	c_e, g/CPh	η_m	C_e, kg/h	c_e, g/CPh	η_m
0	5	∞	0,000	4	∞	0,000	3	∞	0,000	2	∞	0,000
5	6	1 200	0,165	5	1 000	0,200	4	800	0,250	3	600	0,333
10	7	700	0,285	6	600	0,334	5	500	0,400	4	400	0,500
15	8	533	0,375	7	467	0,428	6	400	0,500	5	325	0,600
20	9	450	0,445	8	400	0,500	7	350	0,572	6	300	0,667
25	10	400	0,500	9	360	0,555	8	320	0,625	7	280	0,714
30	11	368	0,545	10	333	0,600	9	300	0,667			
40	13	325	0,615	12	300	0,667	11	275	0,728			
50	15	300	0,666	14	280	0,714	13	260	0,770			
60	17	284	0,706	16	267	0,750						
70	19	272	0,737	18	257	0,778						
75	20	267	0,750	19	254	0,790						
80	21	262	0,762									
90	23	256	0,783									
100	25	250	0,800									

ristica parțială a motorului și variația randamentului mecanic după cracteristica parțială.

6. Să se determine η_m al aceluiași motor cu următoarele date cunoscute:

$$P_e = 100 \text{ CP}; \; n = 4\,000 \text{ rot/min}; \; c_e = 250 \text{ g/CPh}.$$

$$P'_e = 25 \text{ CP și } n' = n \sqrt[3]{0{,}25} = 4\,000 \cdot 0{,}63 = 2\,520 \text{ rot/min};$$

$$c'_e = 280 \text{ g/CPh}; \; m = 2 \text{ (aplicarea formulelor 3, 3a și 3b).}$$

$$\eta_m = \frac{P_e \left(\frac{n'}{n}\right)^m - P'_e \frac{c'_e}{c_e}}{P_e \left(\frac{n'}{n}\right)^m - P'_e} = \frac{100 \left(\frac{2\,520}{4\,000}\right)^2 - 25 \frac{280}{250}}{100 \left(\frac{2\,520}{4\,000}\right)^2 - 25};$$

$$\eta_m = \frac{100 \cdot 0{,}63^2 - 25 \cdot 1{,}12}{100 \cdot 0{,}63^2 - 25} = 0{,}80.$$

Metoda determinării randamentului mecanic are un caracter analitic — experimental și mărimile obținute pentru el aproape corespund cu cele reale, deoarece ca parametri cunoscuți se iau puterea efectivă, consumul de combustibil și turațiile, adică parametrii care sînt într-o legătură nemijlocită cu pierderile mecanice. Orice eventuală schimbare în condițiile regimului de lucru al motorului se reflectă asupra acestor parametri, prin urmare și asupra valorilor obținute pentru randamentul mecanic. Precizia determinării randamentului mecanic după caracteristica de sarcină a motorului este cu atît mai mare, cu cît puterile, consumurile de combustibil și turațiile motorului sînt măsurate mai exact.

Metoda este aplicabilă la încercarea motoarelor cu ardere internă și la determinarea randamentului mecanic atît la motoarele nou construite (experimentale, prototipuri, de serie etc.) cît și după reparații capitale.

Avantajele acestei metode în comparație cu celelalte metode cunoscute pentru determinarea randamentului mecanic sînt următoarele:

1. valori mai exacte pentru randamentul mecanic, care aproape corespund celor reale;

2. posibilitatea determinării randamentului mecanic al motoarelor cu turație mare fără o utilare spcială cu diferite instalații, fiind suficientă o frînă obișnuită;

3. se elimină neajunsurile determinării pe cale grafică a randamentului mecanic și erorile legate de aceasta;

4. posibilitatea stabilirii unor defecte și a unor semne de funcționare anormală a unor motoare noi și a unor motoare reparate, din cauza unui montaj, reparație sau reglaj, de proastă calitate, la obținerea unor valori scăzute pentru randamentul mecanic, improprii pentru un anumit tip de motor;

5. economie de mijloace pentru utilarea specială a standurilor de încercare și combustibil, datorită reducerii timpului de încercare a motorului și al obținerii datelor necesare;

6. posibilitatea pentru stabilirea mărimii randamentului mecanic nu numai în condiții de laborator, ci și în condiții de exploatare pentru motoare staționare și motoare mari pentru mijloace de transport.

7. posibilitatea cercetării influenței agregatelor ajutătoare ale motorului asupra randamentului mecanic.

Din cele expuse se vede că metoda propusă pentru determinarea randamentului mecanic este superioară metodelor cunoscute pînă în prezent prin precizia sa mai mare și prin celelalte avantaje enumerate.

CZ 629.128 : 621.7

Metodă analitică pentru proiectarea secțiilor tehnologice din șantierele navale*

Ing. ADRIAN DUMITRESCU, ing. MIRCEA BUZESCU și ing. NICOLAE GALIN
I.T.C.M.E.

Creșterea volumului transporturilor pe apă a condus la o creștere a momentului de transport al navelor; prin limitarea vitezei navelor, corespunzător consumului specific optim de putere, a rezultat o creștere a mărimii navelor.

Toate acestea, precum și introducerea tehnologiei moderne în construcțiile navale, au condus — atît în străinătate, cît și în țară — la necesitatea reprofilării și modernizării șantierelor navale existente, precum și la construirea de noi șantiere navale. Această acțiune cere o importantă muncă de proiectare, mai ales în prima fază a stabilirii diverselor variante tehnico-economice posibile.

În vederea unificării și simplificării procesului de proiectare a șantierelor navale, în special în prima fază a studiului tehnico-economic, se prezintă, în cele ce urmează, o metodă generală de proiectare. Fundamentarea metodei se face analitic, cu indicarea itinerariului de urmat, folosind anumiți indicatori tehnico-economici cunoscuți; metoda analitică este transpusă apoi sub forma unor nomograme. Prin aceasta se pune la dispoziția proiectanților o metodă unitară pentru proiectarea șantierelor navale, asigurîndu-se astfel și posibilitatea comparării rezultatelor diverselor variante.

---

* Textul prescurtat al comunicării prezentate la sesiunea tehnico-științifică I.T.C.M.E. din 18—19 aprilie 1963.

I. *Profilul șantierelor navale*

Pentru o cît mai rațională folosire a mijloacelor de bază, pentru proiectarea unui șantier naval se va stabili, în prealabil, gradul de integrare și profilul: pentru nave maritime și pentru nave fluviale.

La rîndul lor, navele maritime se vor împărți în: nave oceanice, nave costiere și nave de pescuit.

De asemenea, cele fluviale se vor împărți în: nave nepropulsate și nave autopropulsate.

În cadrul profilului, se va stabili gama mărimii navelor de construit și deci și performanța maximă.

II. *Programul de producție*

Programul anual de producție al unui șantier naval, în cadrul profilului și performanței maxime fixate, va consta dintr-un număr N de nave, de genuri și mărimi diferite. El poate fi exprimat, fie în volum de navă (TRB)*, fie în capacitate de încărcare a navei (tdw)**, fie în greutate de construcție a navei (t)***. Capacitatea de încărcare a navelor ce intră în programul de producție nu poate fi concludentă, mai ales cînd navele sînt mult diferențiate (de pasageri, cargouri). De asemenea, nici greutatea de construcție a navelor nu poate fi concludentă, deoarece nu se ține seamă de complexitatea diferitelor genuri de nave (pentru aceeași greutate de construcție, un mineralier este mai puțin complex decît un cargou, și acesta mai puțin complex decît o navă de pasageri). Rezultă deci că exprimarea programului de producție în unități de volum de navă, cu indicarea genurilor de nave, ar reflecta mai just realitatea.

Atît timp însă cît programul de producție exprimat printr-un anumit număr de nave, de anumite genuri și mărimi, are un caracter de permanență, proiectarea șantierului naval se face corespunzător nevoilor; de îndată ce numărul de nave variază anual și o dată cu el și genul și mărimea navelor, se ivește necesitatea ca la baza proiectării să stea un program anual de producție convențional, cu caracter de permanență, exprimat fie printr-un număr de nave convenționale, de un anumit gen și o anumită mărime, fie printr-un număr total de TRB convenționale.

Pentru fixarea ideilor se notează cu:

i (indice) — genul navei (cargou, mineralier etc.);

j (indice) — mărimea navei, exprimată în TRB;

N — numărul total de nave ce intră în programul anual de producție;

N_i — numărul total de nave de un anumit gen, din programul anual de producție;

T — tonajul total de construit anual în TRB;

t_{ij} — tonajul unei nave de genul i și mărimea j, TRB;

t'_{ij} — capacitatea de încărcare a unei nave de genul i și mărimea j, în tdw;

t''_{ij} — greutatea de construcție a unei nave de genul i și mărimea j, în t.

Pentru programul anual de producție rezultă:

$$N = \sum_i N_i \tag{1}$$

și

$$T = \sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij}, \ \text{TRB}, \tag{2}$$

iar defalcat pe genuri de nave:

$$T_i = \sum_j N_{ij} t_{ij}, \ \text{TRB} \tag{3}$$

și

$$T = \sum_i T_i, \ \text{TRB}. \tag{4}$$

Transformarea programului anual de producție în tdw se va face pe baza coeficienților:

$$a_{ij} = \frac{t'_{ij}}{t_{ij}}, \ \text{tdw/TRB}, \tag{5}$$

iar în t greutate de construcție a navelor, pe baza coeficienților:

$$b_{ij} = \frac{t''_{ij}}{t_{ij}}, \ \text{t/TRB}, \tag{6}$$

obținîndu-se pentru programul anual de producție:

$$T' = aT = \sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij} a_{ij}, \quad \text{tdw}; \tag{7}$$

$$T'' = bT = \sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij} b_{ij}, \ \text{t}, \tag{8}$$

a și b fiind coeficienții medii de transformare pentru întregul program de producție anual, care rezultă din relațiile:

$$a = \frac{T'}{T} = \frac{\sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij} a_{ij}}{\sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij}}, \ \text{tdw/TRB}; \tag{9}$$

$$b = \frac{T''}{T} = \frac{\sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij} b_{ij}}{\sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij}}, \ \text{t/TRB}. \tag{10}$$

---

* 1 TRB = 100 feet³ = 2,838 m³

** 1 tdw = 1016 kg

*** 1 t = 1000 kg

În cazul instabilității programului anual fizic de producție dat de relațiile (1) și (2), se va introduce programul convențional de producție pe baza navei convenționale A, de un anumit gen și o anumită mărime exprimată în TRB convenționale (TRB_c)*. Aducerea tonajelor diferitelor nave ij la un tonaj convențional T_c se va face pe baza unor coeficienți c_{ij} de transformare, coeficienții c_{ij} corespunzînd complexității tehnologice TRB_{ij} a diferitelor genuri și mărimi de nave, raportată la complexitatea tehnologică egală cu unitatea unei TRB_c a navei convenționale A.

Programul anual convențional de producție va consta din N_c nave convenționale, totalizînd:

$$T_c = \sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij} c_{ij}, \ \mathrm{TRB}_c; \tag{11}$$

$$A = \frac{\sum_i \sum_j N_{ij} t_{ij} c_{ij}}{N_c}, \ \mathrm{TRB}_c/\text{navă}; \tag{12}$$

iar exprimat în tdw, respectiv t:

$$T' = T_c a_c, \ \text{tdw}; \tag{13}$$

$$A' = A a_c, \ \text{tdw/navă}; \tag{14}$$

$$T'' = T_c b_c, \ \text{t}; \tag{15}$$

$$A'' = A b_c, \ \text{t/navă}. \tag{16}$$

Așadar, șantierul naval se va dimensiona pe baza numărului N_c de nave convenționale de mărimea A, respectiv A' sau A'', ținîndu-se seamă de performanța maximă $(ij)_{max}$ de navă.

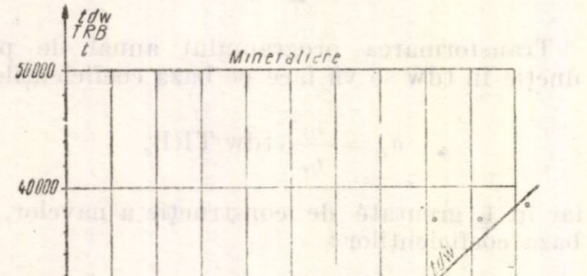


Fig. 1 *a*

Coeficienții de transformare a_{ij}, b_{ij} și c_{ij} se stabilesc pe baza statisticilor navelor deja construite; cu caracter de orientare în diagramele din figura 1 s-au dat unele mărimi: *a* — mineraliere; *b* — cargouri; *c* — petroliere constru-

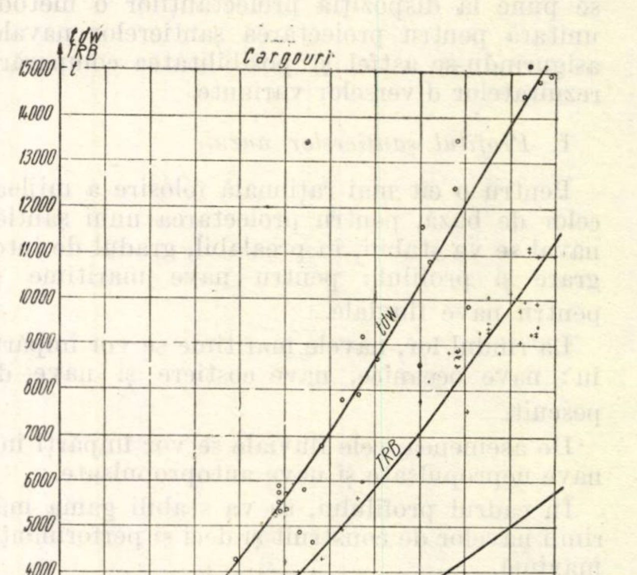


Fig. 1 *b*

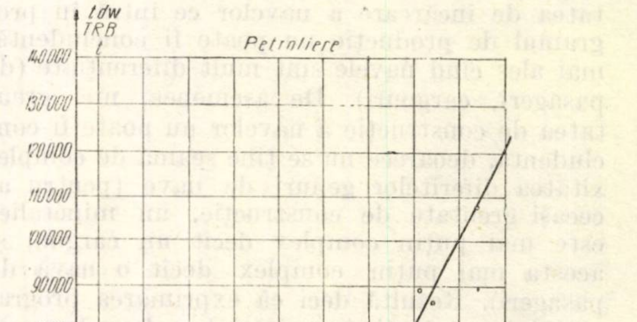


Fig. 1 *c*

---

* TRB_c corespunde unei TRB avînd complexitatea tehnologică egală cu unitatea.

ite în ultimul timp și pentru care s-au indicat TRB, tdw și t respective. Din aceste diagrame rezultă coeficienții a_{ij} și b_{ij}. Pentru coeficienții c_{ij}, adoptîndu-se cargoul de 5 000 tdw ca navă convențională, literatura indică următoarele valori:

— petroliere foarte mari ($\geqslant$50 000 tdw)	0,55;
— petroliere mari (între 30 000 și 50 000 tdw)	0,55;
— petroliere obișnuite ($<$ 30 000 tdw)	0,65;
— mineraliere ($>$ 20 000 tdw)	0,75;
— cargouri ($\geqslant$ 5 000 tdw)	1,00;
— cargouri mici ($<$ 5 000 tdw)	1,60;
— bananiere,	1,15;
— de pasageri și diverse	2,00.

În figura 2 este transpusă, sub forma unei nomograme, metoda analitică pentru stabilirea programului convențional de producție al unui șantier naval.

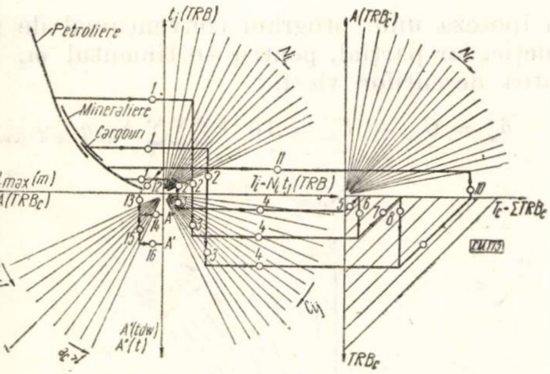


Fig. 2.

III. *Defalcarea navei în părți cu specific constructiv deosebit*

În construcția unei nave intervin diferite părți cu specific constructiv deosebit ce vor fi notate cu indicele k. Așadar, pornind fie de la un program fizic de producție bine cunoscut, fie de la un program convențional, se defalcă programul de producție, respectiv navele ce îl compun, în părți cu specific constructiv deosebit; fie g una din aceste părți exprimată în tone. Pentru nava fizică ij, respectiv pentru nava convențională c, una dintre părți va fi g_{ijk}, respectiv g_{ck}. Pentru întregul program de producție, greutatea de construcție a navelor va fi:

$$T'' = \sum_i \sum_j \sum_k N_{ij} g_{kij}, \ \text{t} \tag{17}$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și

$$T_c'' = N_c \sum_k g_{ck}, \ \text{t}, \tag{18}$$

în ipoteza unui program convențional de producție.

Valorile g_{ijk}, respectiv g_{ck} rezultă din proiectele navelor respective. De obicei, părțile cu specific constructiv deosebit, ce intră în componența unei nave, sînt date în procente din greutatea de construcție a navei. În asemenea caz, g_k fiind exprimat în procente ($\sum_k g_k = 100$), pe baza relației (16), pentru nava convențională se va obține:

$$A'' = \frac{Ab_c}{100} \sum_k g_{ck}, \ \text{t}, \tag{19}$$

iar pentru întregul program convențional anual de producție:

$$T_c'' = N_c \frac{Ab_c}{100} \sum_k g_{ck}, \ \text{t}. \tag{20}$$

În figura 3 este transpusă, sub forma unei nomograme, defalcarea programului anual convențional de producție, în părți cu specific constructiv deosebit, adică în părți reprezentînd:

$\frac{Ab_c}{100} g_{ck}$, t — pentru o navă convențională; (21)

$N_c \frac{Ab_c}{100} g_{ck}$, t — pentru cele N_c nave convenționale. (21)

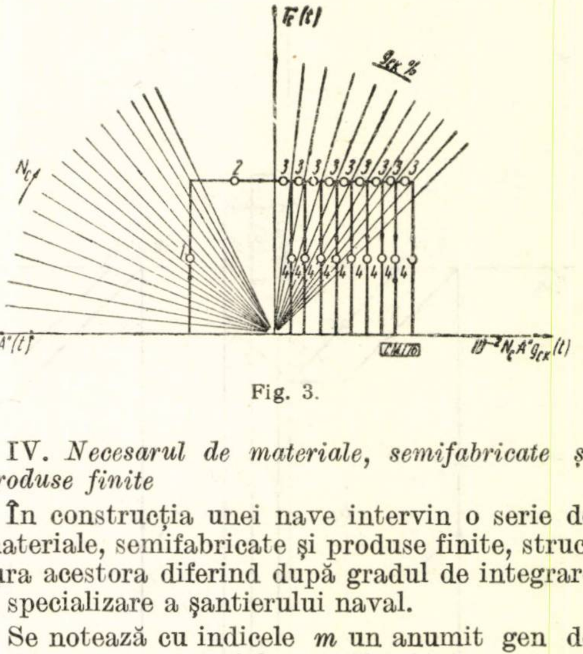


Fig. 3.

IV. *Necesarul de materiale, semifabricate și produse finite*

În construcția unei nave intervin o serie de materiale, semifabricate și produse finite, structura acestora diferind după gradul de integrare și specializare a șantierului naval.

Se notează cu indicele m un anumit gen de sortiment de materiale, semifabricate sau produse finite ce intră în construcția navelor; greutatea netă a acestui gen de sortiment ce intră într-o anumită parte g_{ijk} a navei fizice ij, respectiv g_{ck} a navei convenționale c va fi:

$$\frac{1}{100} g_{ijk} \gamma_{ijkm}, \text{ respectiv } \frac{1}{100} g_{ck} \gamma_{ckm},$$

coeficienții γ fiind exprimați în procente din greutățile g ale diferitelor părți constructiv deosebite. Notînd cu ρ_m ($\rho_m > 1$) consumul specific al sortimentului m, greutatea brută în tone a acestui sortiment ce intră în construcţia părţii g_k, va fi:

$$\frac{1}{100} g_{ijk}\,\gamma_{ijkm}\,\rho_{ijkm}, \text{ respectiv } \frac{1}{100} g_{ck}\,\gamma_{ckm}\,\rho_{ckm}.$$

Faţă de acestea, greutatea de construcţie a navelor ce intră în programul anual de producţie va fi:

$$T'' = 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_m N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkm}, \text{ t}, \quad (22)$$

în ipoteza unui program fizic de producţie, şi:

$$T''_c = 10^{-2} N_c \sum_k \sum_m g_{ck}\, \gamma_{ckm}, \text{ t}, \quad (23)$$

în ipoteza unui program convenţional de producţie, iar consumul total anual de materiale, semifabricate şi produse finite va fi de:

$$G = 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_m N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkm}\, \rho_{ijkm}, \text{ t}, \quad (24)$$

în ipoteza unui program fizic de producţie, şi:

$$G_c = 10^{-2} N_c \sum_k \sum_m g_{ck}\, \gamma_{ckm}\, \rho_{ckm}, \quad (25)$$

în ipoteza unui program convenţional de producţie.

Greutatea diferitelor sortimente va fi dată de expresii de forma:

$$G_m = 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkm}\, \rho_{ijkm}, \text{ t}, \quad (26)$$

în ipoteza unui program fizic de producţie, şi:

$$G_{cm} = 10^{-2} N_c \sum_k g_{ck}\, \gamma_{ckm}\, \rho_{ckm}, \text{ t}, \quad (27)$$

în ipoteza unui programa convenţional de producţie.

Greutatea în tone a deşeurilor rezultate anual din construcţia navelor va fi:

$$\delta = G - T'' = 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_m N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkm} (\rho_{ijkm} - 1), \text{ t}, \quad (28)$$

în ipoteza unui program fizic de producţie, şi:

$$\delta_c = G_c - T''_c = 10^{-2} N_c \sum_k \sum_m g_{ck}\, \gamma_{ckm} (\rho_{ckm} - 1), \text{ t}, \quad (29)$$

în ipoteza unui program convenţional de producţie, iar parţial, pentru sortimentul m, gretatea deşeurilor va fi:

$$\delta_n = G_m - T''_m = 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkm} (\rho_{ijkm} - 1), \text{ t}, \quad (30)$$

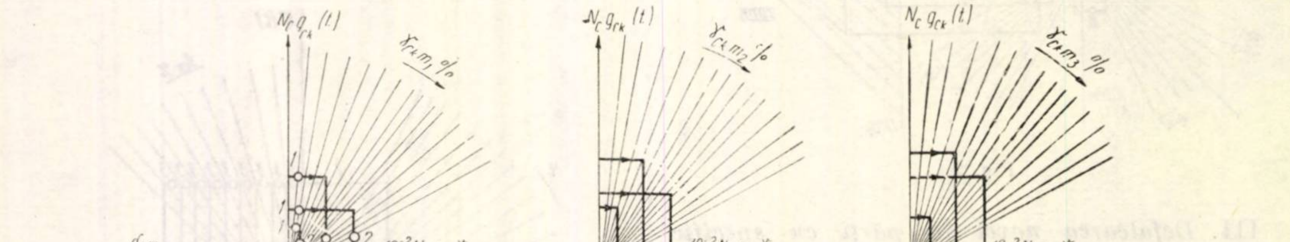

$N_c g_{ck}$ (t)
γ_{ckm_1} %
γ_{ckm_2} %
γ_{ckm_3} %
d_{cm_1}
$10^{-2}N_c g_{ck}\gamma_{ckm_1}$
$10^{-2}N_c g_{ck}\gamma_{ckm_2}$
$10^{-2}N_c g_{ck}\gamma_{ckm_3}$
ρ_{ckm_1}
ρ_{ckm_2}
ρ_{ckm_3}
45°
G_{cm_1}
ΣG_{cm}
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
CM177
Sortimentul m_1
Sortimentul m_2
Sortimentul m_3

Fig. 4.

în ipoteza unui program fizic de producție, și:

$$\delta_{cm} = G_{cm} - T_{cm} = 10\, N_c \sum_k g_{ck}\, \gamma_{ckm}\, (\rho_{ckm} - 1),\ \mathrm{t}, \tag{31}$$

în ipoteza unui program convențional de producție.

Consumurile specifice ρ sînt date de literatura de specialitate, pentru produsele finite avîndu-se $\rho = 1$, pentru restul sortimentelor $\rho > 1$. Valorile γ rezultă din proiectele navelor respective.

În figura 4 este transpusă, sub forma unei nomograme, stabilirea necesarului diferitelor genuri de materiale, semifabricate și produse finite, în ipoteza unui program convențional de fabricație.

V. *Dimensionarea secțiilor tehnologice productive*

a. *Programul de fabricație al secțiilor tehnologice productive.* Secțiile tehnologice productive se notează cu indicele n, într-o anumită secție executîndu-se diferite părți α, din punct de vedere tehnologic similare, dintr-o anumită parte g a navei, din punct de vedere constructiv, deosebit. Coeficienții α sînt exprimați în procente din greutatea g a unei anumite părți din navă cu caracter constructiv deosebit. Așadar, într-o anumită secție tehnologică n, se vor executa toate procesele tehnologice similare pentru toate părțile g ale navei ce au caracter constructiv deosebit, pentru o parte g_k de navă executîndu-se în secția n o greutate de $10^{-2} g_k \alpha_{kn}$, în tone. Pentru o navă fizică ij sau o navă convențională c, această greutate executată în secția n, din partea de navă g_k, va fi:

$10^{-2} g_{ijk}\, \alpha_{ijkn}$, t, în cazul unei nave fizice; (32)

$10^{-2} g_{ck}\, \alpha_{ckn}$, t, în cazul unei nave convenționale.

Pe baza relațiilor (32), programul anual de producție al secției n va fi:

$$G_n = 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k N_{ij}\, g_{ijk}\, \alpha_{ijkn},\ \mathrm{t},$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și:

$$G_{cn} = 10^{-2} N_c \sum_k g_{ck}\, \alpha_{ckn},\ \mathrm{t}, \tag{33}$$

în ipoteza unui program convențional de producție, pentru totalitatea secțiilor fiind satisfăcute relațiile (17) și (18):

$$T'' = 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_n N_{ij}\, g_{ijk}\, \alpha_{ijkn},\ \mathrm{t},$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și:

$$T_c'' = 10^{-2} N_c \sum_k \sum_n g_{ck}\, \alpha_{ckn},\ \mathrm{t}, \tag{34}$$

în ipoteza unui program convențional de producție.

Consumul de materiale, semifabricate și produse finite ce revin anual unei secții n, ținînd seamă de cele arătate în capitolul IV, va fi:

$$G_n' = 10^{-4} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_m N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkmn}\, \rho_{ijkmn}\, \alpha_{ijkmn},\ \mathrm{t},$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și:

$$G_{cn}' = 10^{-4} N_c \sum_k \sum_m g_{ck}\, \gamma_{ckmn}\, \rho_{ckmn}\, \alpha_{ckmn},\ \mathrm{t}, \tag{35}$$

în ipoteza unui program convențional de producție, pentru totalitatea secțiilor de producție, fiind satisfăcute și relațiile (24) și (25) care dau consumul total de materiale, semifabricate și produse finite:

$$G = 10^{-4} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_m \sum_n N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkmn}\, \rho_{ijkmn}\, \alpha_{ijkmn},\ \mathrm{t},$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și:

$$G_c = 10^{-4} N_c \sum_k \sum_m \sum_n g_{ck}\, \gamma_{ckmn}\, \rho_{ckmn}\, \alpha_{ckmn},\ \mathrm{t}, \tag{36}$$

în ipoteza unui program convențional de producție.

Deșeurile într-o secție n vor fi:

$$\delta_n = G_n' - G_n =$$

$$= 10^{-4} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_m N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkmn}\, \rho_{ijkmn}\, \alpha_{ijkmn} -$$

$$- 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k N_{ij}\, g_{ijkn}\, \alpha_{ijkn},\ \mathrm{t},$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și:

$$\delta_{cn} = G_{cn}' - G_{cn} = 10^{-4} N_c \sum_k \sum_m g_{ck}\, \gamma_{ckmn}\, \rho_{ckmn}\, \alpha_{ckmn} -$$

$$- 10^{-2} N_c \sum_k g_{ck}\, \alpha_{ckn},\ \mathrm{t}, \tag{37}$$

în ipoteza unui program convențional de producție, iar pentru toate secțiile de producție, pe baza relațiilor (34) și (36) vor fi:

$$\delta = G - T'' =$$

$$= 10^{-4} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_m \sum_n N_{ij}\, g_{ijk}\, \gamma_{ijkmn}\, \rho_{ijkmn}\, \alpha_{ijkmn} -$$

$$- 10^{-2} \sum_i \sum_j \sum_k \sum_n N_{ij}\, g_{ijkn}\, \alpha_{ijkn},\ \mathrm{t}, \tag{38}$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și:

$$\delta_c = G_c - T_c'' = 10^{-4} N_c \sum_k \sum_m \sum_n g_{ck}\, \gamma_{ckmn}\, \rho_{ckmn}\, \alpha_{ckm} -$$

$$- 10^{-2} N_c \sum_k \sum_n g_{ck}\, \alpha_{ckn},\ \mathrm{t}, \tag{38}$$

în ipoteza unui program convențional de producție.

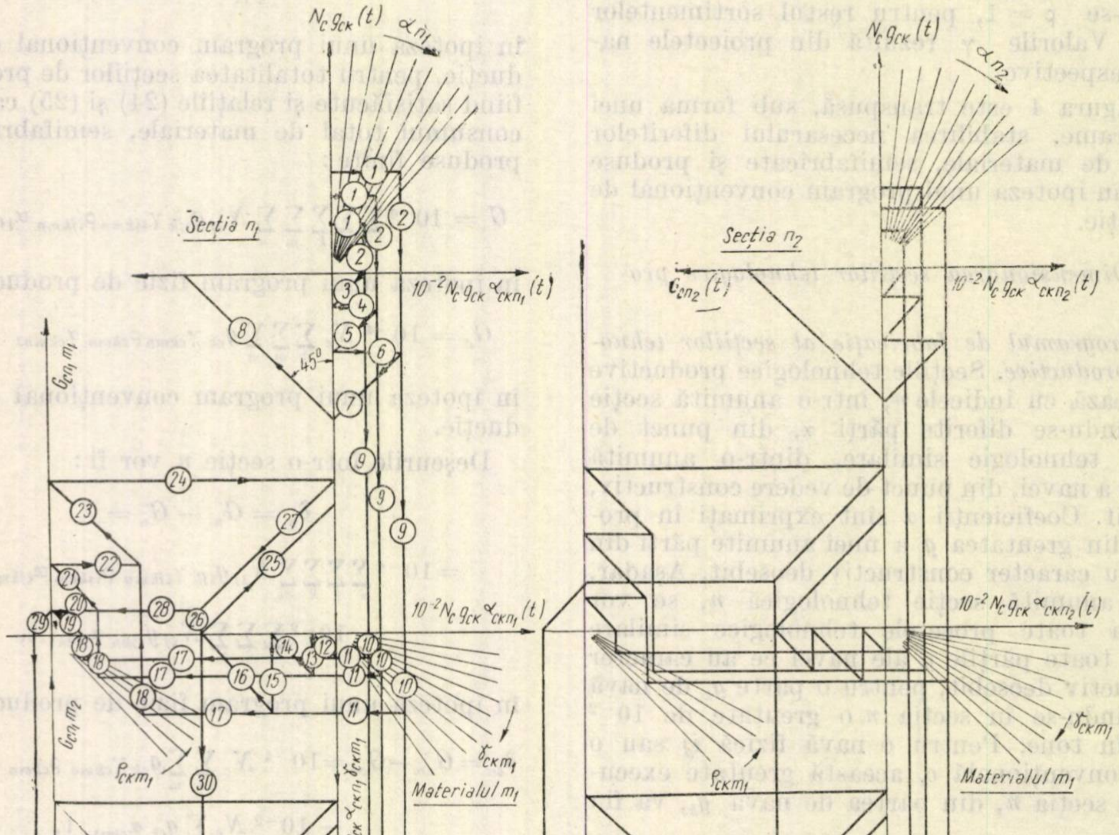
Coeficienții α sînt dați în literatura de specialitate pentru diversele genuri și mărimi de nave.

În figura 5 este transpusă, sub forma unei nomograme, stabilirea programelor de fabricaţie ale diferitelor secţii tehnologice de producţie, în ipoteza unui program anual convenţional de fabricaţie.

b. *Stabilirea mărimii secţiilor tehnologice de producţie*. Secţia de producţie n va avea o suprafaţă S_n, respectiv S_{cn} (după cum la bază stă programul anual fizic de producţie, respectiv cel convenţional), rezultînd din relaţiile:

$$S_n = \frac{G_n}{\eta_n},\ \mathrm{m}^2; \qquad S_{cn} = \frac{G_{cn}}{\eta_{cn}},\ \mathrm{m}^2; \qquad (39)$$

în care η_n este productivitatea secţiei, exprimată în t/m².an.



N_c q_ck (t)
α_ck n1
Secţia n1
10^-2 N_c q_ck α_ckn1 (t)
G_cn1 m1
45°
τ_ckm1
P_ckm1
Materialul m1
10^-2 N_c q_ck α_ckn1 (t)
P_ckm2
τ_ckm2
Materialul m2
ΣG_cn1 (t)
ΣG_cn1 (t)
N_c q_ck (t)
α_ck n2
Secţia n2
G_cn2 (t)
10^-2 N_c q_ck α_ckn2 (t)
Materialul m1
ΣG_cn2 (t)
ΣG_cn2 (t)
CM.178

Fig. 5.

Toate secţiile productive vor avea o suprafaţă de:

$$S = \sum_n S_n = \sum_n \frac{G_n}{\eta_n},\ \text{m}^2;$$

$$S_c = \sum_n S_{cn} = \sum_n \frac{G_{cn}}{\eta_{cn}},\ \text{m}^2. \qquad (40)$$

Pentru secţiile tehnologice productive, a căror suprafaţă este dependentă de numărul utilajelor tehnologice, cum este de exemplu secţia de prelucrări mecanice, suprafaţa poate fi determinată şi prin relaţiile:

$$S_n = \mu_n\, \eta_{\mu n},\ \text{m}^2;\quad S_{cn} = \mu_{cn}\, \eta_{c\mu n},\ \text{m}^2; \qquad (41)$$

în care:

μ_n şi μ_{cn} reprezintă numărul de utilaje tehnologice din secţia n;

$\eta_{\mu n}$ şi $\eta_{c\mu n}$ — suprafaţa specifică medie necesară utilajelor tehnologice, în m²/utilaj.

Pentru stabilirea numărului de locuri pe cală, respectiv a numărului de cale longitudinale sau docuri uscate, cum şi lungimea cheurilor de armare, se va lua în considerare, pentru locurile pe cală, ciclul C, în zile, pentru montarea corpului navei (socotit de la punerea chilei pe cală, pînă la lansarea la apă), iar pentru lungimea cheurilor de armare, atît ciclul C', în zile, pentru armarea unei nave, cît şi lungimea maximă L, în metri, a navelor.

Corespunzător programului anual de producţie, numărul X al locurilor pe cală, respectiv al calelor longitudinale sau docurilor uscate, va fi în funcţie de:

— numărul N, respectiv N_c al navelor ce intră în programul anual de producţie;

— ciclul C_{ij} al unei nave fizice ij, în zile;

— ciclul C_c al unei nave convenţionale, în zile;

— fondul de timp anual t, în zile;

— coeficientul de folosire d $(d < 1)$.

deci:

$$X = \frac{\sum_i \sum_j N_{ij}\, C_{ij}}{t\,d},$$

$$\text{respectiv}\ X_c = \frac{N_c\, C_c}{td}. \qquad (42)$$

De asemenea, lungimea Y a cheiurilor de armare este în funcţie de:

— numărul N, respectiv N_c al navelor ce intră în programul anual de producţie;

— ciclul C'_{ij} al unei nave fizice ij, în zile;

— ciclul C'_c al unei nave convenţionale, în zile;

— lungimea maximă L_{ij} a unei nave fizice ij, în m;

— lungimea maximă L_c a unei nave convenţionale, în m;

— coeficientul e de armare în dană multiplă $(1 \leqslant e \leqslant 2)$;

deci:

$$Y = \frac{\sum_i \sum_j N_{ij}\, L_{ij}\, C'_{ij}}{tde},\ \text{m, respectiv}$$

$$Y_c = \frac{N_c\, L_c C'_c}{tde},\ \text{m}. \qquad (43)$$

Mărimea locurilor pe cală, respectiv a calelor longitudinale sau a docurilor uscate, se va lua armonizată cu mărimea navelor ce intră în programul de producţie. De asemenea, performanţa calei transversale, respectiv a docului-cameră şi a ascensorului va trebui să corespundă performanţei maxime a navei prevăzută a se construi în şantier. Este de verificat gradul de solicitare al calei transversale, respectiv al docului-cameră şi al ascensorului, ţinînd seamă de ciclul operaţiei de lansare, respectiv de numărul de lansări anuale, pentru a fi asigurate şi lucrările de întreţinere şi reparaţie ale calei transversale, respectiv ale docului-cameră şi ale ascensorului. Dacă se notează cu K ciclul de lansare, în zile, al unei nave, gradul de solicitare al calei transversale, respectiv al docului-cameră sau al ascensorului va fi:

$$z = \frac{\sum_i \sum_j N_{ij}\, K_{ij}}{t},\ \text{respectiv}\ z_c = \frac{N_c\, K_c}{t}, \qquad (44)$$

iar frecvenţa medie a lansărilor va fi:

$$f = \frac{t}{N},\ \text{respectiv}\quad f_c = \frac{t}{N_c},\ \text{zile}. \qquad (45)$$

În figura 6 este transpusă, sub forma unor nomograme, stabilirea mărimii secţiilor tehnologice productive, în ipoteza unui program anual convenţional de fabricaţie (fig. 6: *a* — suprafaţa secţiilor tehnologice; *b* — numărul locurilor pe cală; *c* — lungimea cheiurilor de armare).

c. *Stabilirea consumurilor de muncă în secţiile tehnologice productive.* Consumurile specifice de muncă în ore.om, respectiv în ore.maşină în secţiile de producţie, se stabilesc pe baza indicatorilor tehnico-economici λ, în h.om/t, respectiv λ', în h.maşină/t, daţi de literatura de specialitate. Ţinînd seamă de producţiile secţiilor date prin expresiile (33) consumurile de muncă M în secţii vor fi date de relaţii de forma:

$$M_n = G_n \lambda_n,\ \text{h.om};\ M'_n = G_n \lambda'_n,\ \text{h.maşină}, \qquad (46)$$

în ipoteza unui program fizic de producţie, şi

$$M_{cn} = G_{cn} \lambda_{cn},\ \text{h.om};\ M'_{cn} = G_{cn} \lambda'_{cn},\ \text{h.maşină}, \qquad (47)$$

în ipoteza unui program convențional de producție, iar consumurile de muncă anuale pentru toate secțiile tehnologice productive vor fi :

$$M = \sum_n M_n = \sum_n G_n \lambda_n, \text{ h.om}; \quad M' = \sum_n M'_n = \sum_n G_n \lambda'_n, \text{ h.mașină}, \qquad (48)$$

în ipoteza unui program fizic de producție, și

$$M_c = \sum_n M_{cn} = \sum_n G_{cn} \lambda_{cn}, \text{ h.om}; \quad M'_c = \sum_n M'_{cn} = \sum_n G_{cn} \lambda'_{cn}, \text{ h.mașină}, \qquad (49)$$

în ipoteza unui program convențional de producție.

d. ***Stabilirea numărului de angajați în secțiile tehnologice de producție.*** Fondul de timp pentru un angajat, respectiv pentru un muncitor, este de τ h/an. Numărul de muncitori productivi dintr-o secție tehnologică n productivă, pe baza relațiilor (46) și (47), va fi :

$$h_n = \frac{M_n + M'_n}{\tau}, \text{ respectiv } h_{cn} = \frac{M_{cn} + M'_{cn}}{\tau}, \qquad (50)$$

iar pentru toate secțiile tehnologice productive :

$$h = \sum_n h_n = \sum_n \frac{M_n + M'_n}{\tau}, \text{ respectiv}$$

$$h_c = \sum_n h_{cn} = \sum_n \frac{M_{cn} + M'_{cn}}{\tau}. \qquad (51)$$

Pentru un muncitor productiv sînt necesari β ($\beta < 1$) muncitori auxiliari, deci într-o secție de producție n, numărul h' de muncitori auxiliari va fi :

$$h'_n = h_n \beta_n, \text{ respectiv } h'_{cn} = h_{cn} \beta_n, \qquad (52)$$

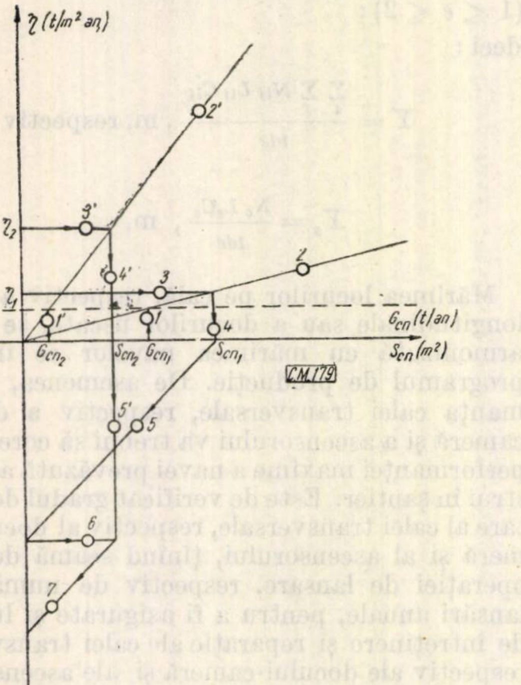

η (t/m² an)
2'
3'
η₂
4'
3
2
η₁
1'
1
4
G_{cn}(t/an)
G_{cn₂}
S_{cn₂}
G_{cn₁}
S_{cn₁}
S_{cn}(m²)
C.M.179
5'
5
6
7
ΣS_{cn}

Fig. 6 a

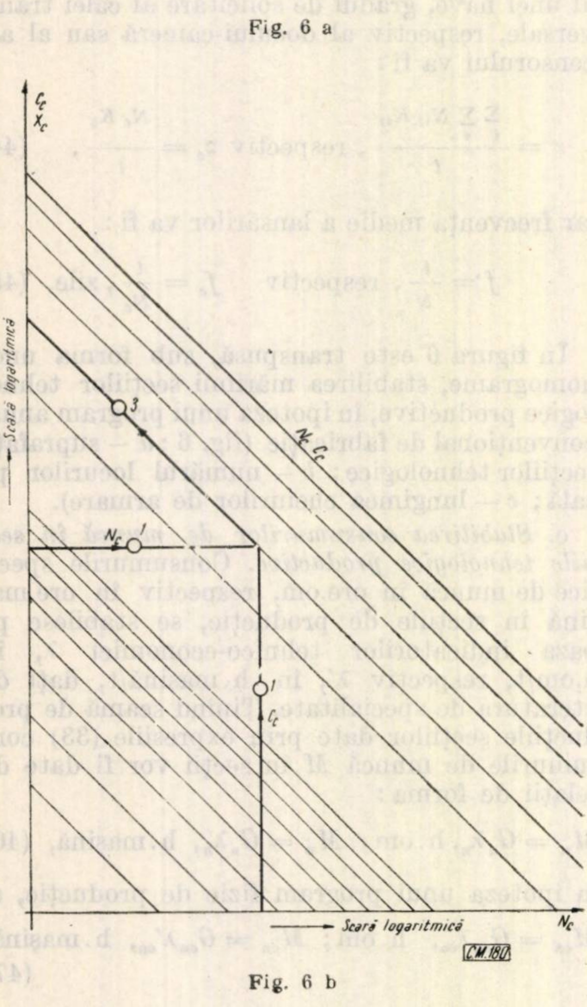

C_c
λ_c
Scară logaritmică
3
N_cC_c
N_c
1
2
Scară logaritmică
N_c
C.M.180

Fig. 6 b

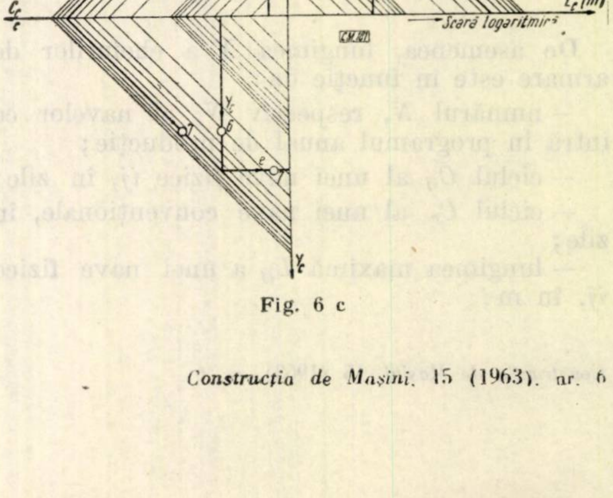

N_cL_c
N_c
5
3'
2
N_cC_c
N_cL_cC_c
3
L_c
1
1'
N_cL_c
N_c
4
C_c
c
L_c (m)
Scară logaritmică
C.M.181
γ_c
7
6
e
γ_c

Fig. 6 c

iar numărul total h' de muncitori auxiliari în secțiile tehnologice productive va fi :

$$h' = \sum_n h'_n = \sum_n h_n \beta_n, \text{ respectiv}$$

$$h'_c = \sum_n h'_{cn} = \sum_n h_{cn} \beta_n. \quad (53)$$

Totalul muncitorilor H' în secțiile tehnologice productive, pe baza relațiilor (51) și (53), va fi :

$$H' = h + h', \text{ respectiv } H'_c = h_c + h'_c. \quad (54)$$

Restul personalului din secțiile productive se determină pe baza indicatorilor :

ε' — ingineri și tehnicieni, pentru un muncitor ($\varepsilon' < 1$);

ε'' — personal administrativ, pentru un muncitor ($\varepsilon'' < 1$);

ε''' — personal inferior, pentru un muncitor ($\varepsilon''' < 1$).

Într-o anumită secție tehnologică productivă, restul personalului va fi :

— ingineri și tehnicieni :

$$h''_n = (h_n + h'_n)\,\varepsilon'_n, \text{ respectiv } h''_{cn} = (h_{cn} + h'_{cn})\,\varepsilon'_n;$$

— personal administrativ :

$$h'''_n = (h_n + h'_n)\,\varepsilon''_n, \text{ respectiv}$$

$$h'''_{cn} = (h_{cn} + h'_{cn})\,\varepsilon''_n; \quad (55)$$

— personal inferior :

$$h''''_n = (h_n + h'_n)\,\varepsilon'''_n, \text{ respectiv}$$

$$h''''_{cn} = (h_{cn} + h'_{cn})\,\varepsilon'''_{cn};$$

iar pentru toate secțiile productive :

— ingineri și tehnicieni :

$$h'' = \sum_n h''_n, \text{ respectiv } h''_c = \sum_n h''_{cn}; \quad (56)$$

— personal administrativ :

$$h''' = \sum_n h'''_n, \text{ respectiv } h'''_c = \sum_n h'''_{cn}; \quad (56)$$

— personal inferior :

$$h'''' = \sum_n h''''_n, \text{ respectiv } h''''_c = \sum_n h''''_{cn}.$$

Numărul total h_{nt} de angajați într-o secție n productivă în funcție de muncitorii productivi, pe baza relațiilor (52) și (55), va fi :

$h_{nt} = h_n\,(1 + \beta_n)\,(1 + \varepsilon'_n + \varepsilon''_n + \varepsilon'''_n)$ — program de producție, fizic;

$$h_{cnt} = h_{cn}\,(1 + \beta_n)\,(1 + \varepsilon'_n + \varepsilon''_n + \varepsilon'''_n) \quad (57)$$

— program de producție, convențional; iar totalul angajaților în secțiile productive, va fi :

$h_t = \sum_n h_{nt}$ — program de producție, fizic; (58)

$h_{ct} = \sum_n h_{cnt}$ — program de producție, convențional.

Din personalul tehnic și administrativ al unei secții n, θ'_n ($\theta'_n < 1$) personal tehnic și θ''_n ($\theta''_n < 1$) personal administrativ, lucrează în birouri, adică :

— ingineri și tehnicieni :

$$\theta'_n h''_n, \text{ respectiv } \theta'_n h''_{cn}; \quad (59)$$

— personal administrativ :

$$\theta''_n h'''_n, \text{ respectiv } \theta''_n h'''_{cn};$$

iar pentru toate secțiile tehnologice productive, vor lucra în birouri :

$$\sum_n (\theta'_n h''_n + \theta''_n h'''_n), \text{ respectiv } \sum_n (\theta'_n h''_{cn} + \theta''_n h'''_{cn}). \quad (60)$$

e. *Stabilirea utilajului tehnologic de bază în secțiile tehnologice productive.* Fondul de timp pentru un utilaj tehnologic de bază este τ' h/an, iar gradul mediu de încărcare d'.

Utilajul tehnologic de bază dintr-o secție tehnologică n productivă, ținînd seamă de consumurile de muncă date de relațiile (46) și (47), va fi :

$$U_n = \frac{M'_n}{\tau'\,d'}, \text{ respectiv } U_{nc} = \frac{M'_{nc}}{\tau'\,d'} \quad (61)$$

iar pentru toate secțiile tehnologice productive :

$$U = \sum_n U_n = \sum_n \frac{M'_n}{\tau'\,d'}, \text{ respectiv}$$

$$U_c = \sum_n U_{nc} = \sum_n \frac{M'_{nc}}{\tau'\,d'}. \quad (62)$$

f. *Stabilirea utilajului de ridicare și transport din secțiile tehnologice productive.* Pe baza productivităților η', respectiv η'', în t/h, ținînd seamă atît de producție, de necesarul de mariale, semifabricate și produse finite, precum și de deșeurile ce trebuie evacuate, stabilite prin relațiile (33), (35) și (37) pentru fiecare secție tehnologică productivă, cît și de fondul de timp τ', în h/an, numărul de utilaje de ridicare U' va fi :

— pentru secția n :

$$U'_n = \frac{G_n}{\tau'\,\eta'_n}, \text{ respectiv } U'_{cn} = \frac{G_{cn}}{\tau'\,\eta'_n}; \quad (63)$$

— pentru toate secțiile :

$$U' = \sum_n U'_n, \text{ respectiv } U'_c = \sum_n U'_{cn};$$

iar numărul de utilaje de transport U'' va fi :

— pentru secția n :

$$U''_n = \frac{(G_n + G'_n + \delta_n)}{\tau'\,\eta''_n}, \text{ respectiv}$$

$$U''_{cn} = \frac{(G_{cn} + G'_{cn} + \delta_{cn})}{\tau'\,\eta''_n}; \quad (64)$$

— pentru toate secțiile:

$$U'' = \sum_n U''_n, \text{ respectiv } U''_c = \sum_n U''_{cn};$$

considerîndu-se că mijloacele de transport ale unei secții vor transporta în interiorul secției producția G_n, vor alimenta secția cu materialele, semifabricatele și produsele finite G'_n și vor evacua din secție deșeurile δ_n.

În figura 7 este transpusă, sub forma unei nomograme, stabilirea consumurilor de muncă: *a* — a angajaților; *b* — a utilajelor de bază; *c* — din secțiile tehnologice productive, în ipoteza unui program convențional de producție.

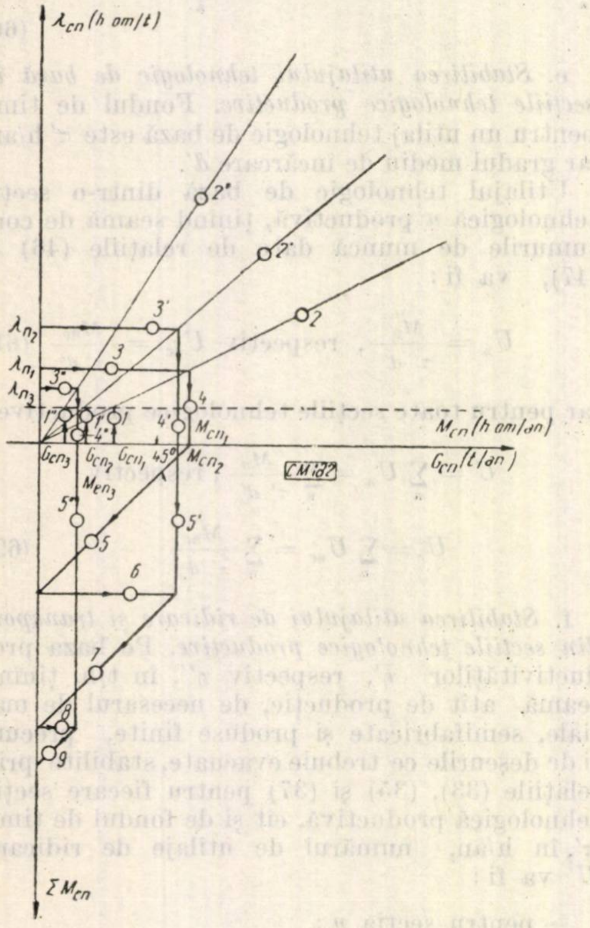

λ_{cn} (h om/t)
λ_{n_2}
λ_{n_1}
λ_{n_3}
M_{cn} (h om/an)
G_{cn} (t/an)
M_{cn_1}
M_{cn_2}
M_{cn_3}
G_{cn_3}
G_{cn_2}
G_{cn_1}
45°
ΣM_{cn}
CM 182
1
2
2'
2''
3
3'
3''
4
4'
4''
5
5'
5''
6
7
8
9

Fig. 7 a

CONCLUZII

Pentru proiectarea unei unități industriale de un specific cu totul deosebit, cum este un șantier naval, în literatura de specialitate nu s-a dat pînă în prezent o metodă unitară cu caracter general. A rezultat deci necesitatea stabilirii unei metodici, care nu se poate realiza decît în mod analitic, mai ales pentru prima fază a studiului tehnico-economic. Prin metodica prezentată, se poate rezolva procesul de proiectare a unui șantier naval folosind parametrii respectivi, sub forma unor coeficienți, respectiv indicatori tehnico-economici, dați de literatura de specialitate.

S-a indicat și posibilitatea transpunerii metodei analitice într-o metodă grafică de proiectare a unui șantier naval, folosind o serie de nomograme, care pot deveni un instrument prețios în proiectare, ele permițînd o mecanizare a muncii de proiectare.

Prin caracterul general al metodei, ea poate fi ușor adaptată și pentru unități industriale de alt specific, deci poate avea un caracter general de folosire.

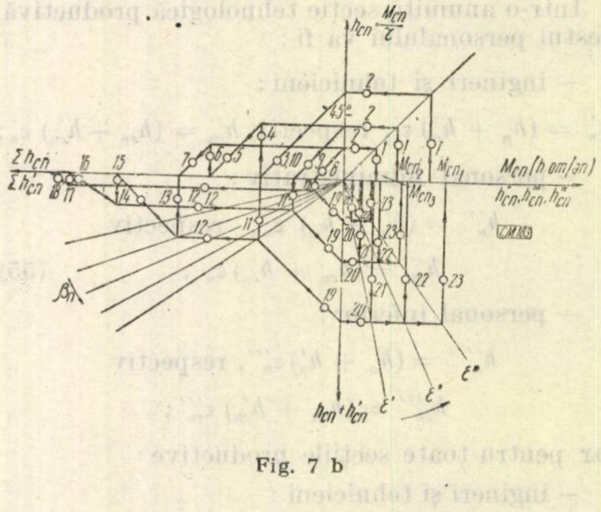

$h_{cn} = \frac{M_{cn}}{\tau}$
Σh_{cn}
$\Sigma h'_{cn}$
M_{cn} (h om/an)
$h'_{cn}, h''_{cn}, h'''_{cn}$
M_{cn_1}
M_{cn_2}
M_{cn_3}
45°
β_n
$h_{cn} + h'_{cn}$
ε'
ε''
ε'''
CM 183
1
2
3, 10
4
5
6
7
8
9
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23

Fig. 7 b

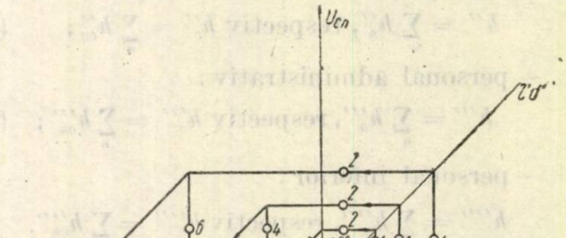

U_{cn}
$\tau'\sigma'$
ΣU_{cn}
M_{cn} (h mașină)
45°
CM 184
1
2
3
4
5
6
7

Fig. 7 c

Introducîndu-se o metodă analitică la proiectarea unităților industriale, se face și primul pas pentru perspectiva folosirii mașinilor de calcul în proiectare.

CZ 621.787.4 : 621–427

Finisarea suprafeţelor prin deformare plastică

Ing. ALEXANDRU VLAD
Uzinele Steagul roşu – Braşov

Una dintre metodele tehnologice noi, utilizate pentru finisarea alezajelor, o constituie netezirea suprafeţelor respective cu ajutorul rolelor sau bilelor. Metoda prezintă o serie întreagă de avantaje faţă de procedeele de aşchiere folosite în mod curent şi se bazează pe netezirea convexităţilor şi concavităţilor rămase pe suprafaţa metalului în urma prelucrării cu o sculă aşchietoare, cu ajutorul unor bile sau role fixate în scule speciale şi care acţionează cu o forţă de apăsare constantă.

În cazul aplicării la prelucrarea unor suprafeţe de glisare trebuie să se ţină seamă de o serie de factori, ca : proprietăţile fizico-mecanice ale materialului piesei ; sistemul de prindere a piesei în maşină ; adaosul de prelucrare ; construcţia, numărul de bile şi avansul sculei ; diametrul bilelor ; calitatea iniţială a suprafeţei ; turaţia sculei ; elementele geometrice ale cuţitului utilizat la strunjirea iniţială ; proprietăţile lichidului de răcire.

Dacă aspectele de principiu sînt cunoscute de mai mult timp, iar în literatura de specialitate au apărut o serie de articole referitoare la această problemă, pentru aplicarea în practică însă au fost şi sînt necesare multe probe şi experienţe pentru fiecare caz în parte.

În cele ce urmează se indică o serie de date tehnice, determinate experimental şi folosite cu succes la confecţionarea unor piese de maşini, ca : robinete de frînă, cilindri pentru pompa de comandă a ambreiajului etc.

Una dintre piesele la care metoda a fost aplicată în cadrul uzinei este şi robinetul de frînă dreapta, de la autocamionul SR.

Datele tehnice necesare acestei piese sînt : diametrul final al alezajului 25,4 + 0,070 mm ; calitatea suprafeţei prelucrate $\overset{0.4}{\checkmark}$ $(\overline{\nabla\nabla\nabla})$; abaterile de ovalitate şi conicitate 0,030 mm ; materialul piesei, fontă turnată FC21, STAS 568–52, cu duritatea HB = 170–241 kgf/mm^2.

Operaţia de finisare se execută pe un strung revolver, iar strîngerea în dispozitivul de prindere se realizează cu aer comprimat la 4 at.

Prelucrarea piesei *1*, fixată în maşină, se realizează prin introducerea sculei *5* care poartă o serie de bile *2*, montate prin intermediul unei bucşe *4* şi al unei colivii *3*, după cum apare în figura 1.

Din experienţele făcute s-a constatat că piesele cu o structură perlitică se pretează la prelucrare prin metoda menţionată. Cele cu conţinut de cementită sau cu incluziuni străine uzează cuţitul în timpul strunjirii şi adaosul pentru finisarea prin netezire nu mai poate fi respectat.

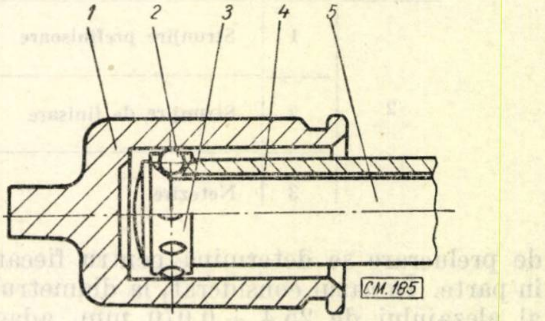


Fig. 1

Dispozitivul pentru prinderea piesei în strung a constituit o problemă dificilă, piesa cedînd sub acţiunea presiunii exercitate de bilele montate pe sculă. În felul acesta nu puteau fi respectate condiţiile de conicitate şi ovalitate. O dată cu creşterea forţei de strîngere în dispozitivul de prindere, calitatea suprafeţei prelucrate se îmbunătăţeşte. În acelaşi timp însă creşte valoarea deformaţiilor şi, pentru ca strîngerea să nu depăşească o anumită limită, trebuie considerat raportul $\frac{i}{d}$ = 0,00506 – – 0,00630, în care i este coeficient de strîngere, avînd valoarea 0,08 – 0,10 mm pentru piese de fontă ; d – diametrul piesei, mm.

Grosimea peretelui piesei influenţează, de asemenea, mult calitatea finisării ; nu se pot prelucra corespunzător piese cu pereţi sub 5 mm grosime.

Iniţial, dispozitivul de prindere permitea o strîngere radială a piesei.

În urma probelor efectuate, strîngerea radială dînd rezultate necorespunzătoare, s-a adoptat sistemul de strîngere axial.

Procesul tehnologic aplicat comportă două operaţii şi patru faze (tabela 1).

Turaţia şi avansul sînt constante pentru ultimele trei faze, utilizîndu-se un singur regim de lucru pentru a se evita unele deficienţe : eliminarea timpilor auxiliari pentru schimbarea vitezelor, uzura prematură a roţilor de schimb din cauza variaţiei rapide a vitezelor şi influenţa negativă asupra calităţii suprafeţelor prelucrate.

Adaosul de prelucrare pentru faza de netezire se recomandă a fi ales între 0,020 și 0,060 mm, în funcție de diametrul alezajului, grosimea peretelui, calitatea suprafeței înainte de prelucrare etc. Trebuie menționat că adaosul de prelucrare se determină pentru fiecare caz în parte. În cazul considerat, la diametrul final al alezajului de 25,4 + 0,070 mm, adaosul a fost stabilit la 0,020 mm pe rază.

Tabela 1

Operația	Faza	Denumirea	Diametrul alezajului, mm	Turația rot/min	Avansul, mm/rot	Calitatea suprafeței	
						notație nouă	notație veche
1	1	Strunjire de degroșare	24,9	500	0,350	$\overset{25}{\checkmark}$	▽
2	1	Strunjire prefinisoare	25,2	710	0,140	$\overset{12,5}{\checkmark}$	▽▽
	2	Strunjire de finisare	25,4+0,030	710	0,140	$\overset{3,2}{\checkmark}$	▽▽
	3	Netezire	25,4+0,070	710	0,140	$\overset{0,4}{\checkmark}$	▽▽▽

În ce privește elementele active, bilele, după probele făcute cu diferite dimensiuni, s-a ajuns la un număr de nouă bile cu diametrul de 5 mm, deși literatura de specialitate recomandă bile cu diametrul de 8–15 mm. Trebuie adăugat că s-au făcut încercări și cu scule prevăzute cu numai trei bile, obținîndu-se un efect de netezire corespunzător; în acest caz însă cresc deformațiile elastice ale pereților piesei.

Avansul de 0,14 mm/rot a fost stabilit prin încercări.

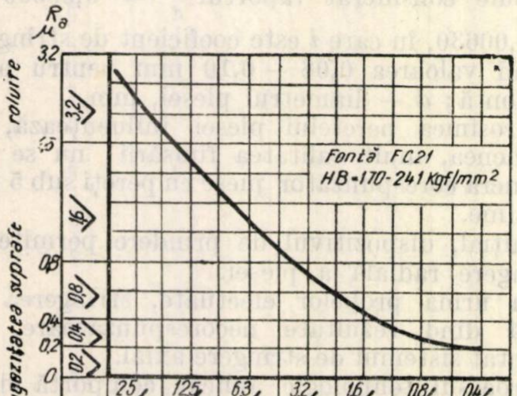


Fig. 2

În diagrama din figura 2 se vede că rugozitatea suprafeței după netezire este funcție de rugozitatea suprafeței inițiale, crescînd o dată cu aceasta.

În concluzie, rugozitatea suprafeței inițiale trebuie adusă la valori cît mai mici $\left(\overset{6,3}{\checkmark} - \overset{3,2}{\checkmark}\right)$ ale lui μ.

La controlul suprafeței finisate s-a constatat că duritatea acesteia a crescut, atingînd HB = = 230 kgf/mm².

În timpul diferitelor încercări s-a constatat că adaosul de prelucrare trebuie precis realizat, nerespectarea acestuia ducînd la rebutarea piesei.

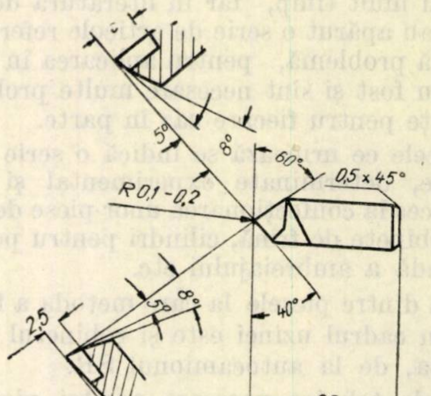


Fig. 3

O eventuală repetare a fazei de netezire la aceeași piesă nu ameliorează rezultatul operației; trebuie deci să fie luate măsuri ca piesa să iasă la cotă de la prima trecere.

Elementele geometrice ale cuțitului de strunjit au o mare importanță. La fazele de prefinisare și finisare s-a folosit un cuțit cu pastilă de metal dur VK8 (BK8) de proveniență sovietică, avînd unghiurile și dimensiunile din figura 3. După cum se vede, unghiul de degajare are 5°, iar unghiul principal de atac, 60°.

Ceea ce trebuie respectat în special la cuţit este raza de vîrf a acestuia, care nu trebuie să depăşească 0,1 – 0,2 mm.

O deosebită importanţă o are şi sistemul de fixare a cuţitului, deoarece o prindere nejudicios aleasă duce, între altele, la obţinerea unei rugozităţi exagerate.

Dispozitivul de prindere folosit pentru strunjire apare în figura 4. Sistemul permite utilizarea simultană a unui cuţit de strunjit şi a unui cuţit pentru teşit.

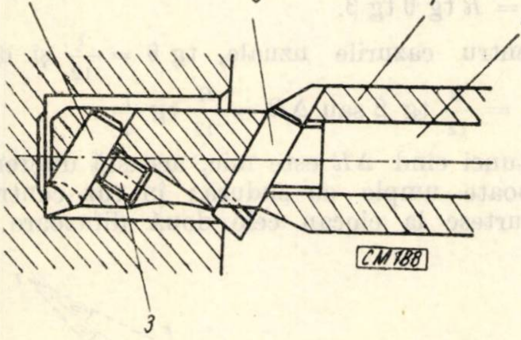


Fig. 4

Dispozitivul se compune dintr-o bară *1*, iar cuţitele *4*, *5* sînt fixate prin strîngere cu şuruburi *2*, *3*.

Lichidul de răcire folosit în faza de finisare este uleiul mineral 302, STAS 1194-50. Deşi în literatura de specialitate se recomandă pentru acest scop uleiul de fuse, s-au obţinut rezultate corespunzătoare şi cu uleiul menţionat.

În ce priveşte construcţia sculei speciale pentru finisare, după o serie de încercări, s-a ajuns la forma simplă din figura 5. Construcţia comportă un corp *1* prevăzut cu o bucşă de reglaj *2* şi o colivie *3* care suportă bilele de acţionare *8*.

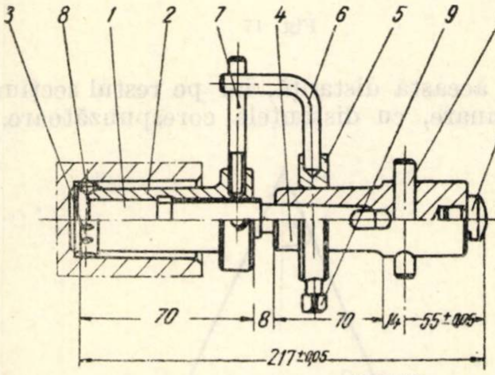


Fig. 5

Reglarea diametrului de acţionare a bilelor se realizează cu ajutorul bucşei de reglare. O dată introdusă scula în piesă, înaintează pînă la fundul piesei, iar aici avansul este declanşat automat. După oprirea strungului, se deşurubează bucşa de reglaj cu ajutorul pîrghiei *7*, pînă la pîrghia *6* (o rotaţie), iar după aceasta se retrage scula cu ajutorul căruciorului strungului.

Poziţia inelului *5* pe care este fixată pîrghia *6* poate fi reglată cu ajutorul şurubului *9*. Inelul *5* are ca scop fixarea poziţiei pîrghiei *7* – prin pîrghia *6* – împreună cu bucşa de reglaj *2*, deci fixarea cotei de lucru.

Bucşa intermediară *4* trebuie executată cu o toleranţă strînsă, trebuind să nu aibă joc în bucşa capului revolver *9*.

Întrucît poziţia sculei trebuie să fie constantă faţă de capul revolver, distanţa dintre axul bolţului *10* şi capul cepului *11* trebuie să fie cît mai exactă (în cazul de faţă, 55 ± 0,05 mm).

Corpul şi bucşa de reglaj trebuie să fie executate dintr-un oţel aliat de construcţie (Rul. 3, STAS 1456 – 50), iar restul pieselor, cel puţin dintr-un oţel carbon de calitatea OLC – 45, STAS 880 – 60; materialul bucşei intermediare este oţel aliat de construcţie 40 C.10, STAS 873 – 53.

Porţiunea de ghidare dintre corp şi bucşa de reglaj este tratată termic la HRc = 61 – 64 pe o lungime de 35 mm de la extremitatea liberă, iar restul porţiunii, la HRc = 32 – 35 şi rectificată la $\overset{0.4}{\surd}(\overline{\nabla\nabla\nabla})$.

În concluzie, metoda introdusă în uzinele Steagul roşu din necesitatea rezolvării operaţiei de finisare la găurile înfundate a precizat existenţa unor avantaje certe: calitatea superioară a suprafeţei prelucrate; creşterea rezistenţei la coroziune a suprafeţei; reducerea gradului de uzură a suprafeţei active; creşterea rezistenţei la oboseală.

De notat că metoda în sine nu necesită maşini speciale şi nici scule care presupun o întreţinere deosebită.

Faţă de alte metode cunoscute (alezare, rectificare, lustruire) care nu asigură complet constanta dimensională la un lot mare de piese, metoda de faţă îndeplinind această condiţie este mai corespunzătoare.

Afară de avantajele menţionate se mai pot preciza economia de timp la prelucrare şi durata mare de utilizare a sculei.

---

[1] Calitatea suprafeţei pieselor pentru automobile şi tractoare. Bucureşti, IDT, 1955, p. 42 – 47. [2] Probleme noi de finisare a suprafeţelor metalice. Bucureşti, IDT, 1960, p. 78 – 89. [3] Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennosti, nr. 6, 1956, p. 27 – 29. [4] Maşini-unelte şi scule, nr. 8, 1957, p. 63 – 65. [5] Maşini-unelte şi scule, nr. 3, 1961, p. 135 – 141. [6] Maşini-unelte şi scule, nr. 7, 1962, p. 427 – 431.

CZ 628.774.2 : 621.751

Trasarea pieselor fasonate la conductele metalice sudate (II)

Ing. AMEDEU ORĂNESCU
Institutul politehnic – Galați

Pantalon simetric. În cazul frecvent a două stații de pompare care debitează pe aceeași conductă, este necesar să se execute piesa fasonată arătată în figura 17. S-ar putea realiza piesa și cu două derivații cilindrice, urmînd ca reducerea de diametru să se realizeze mai departe, însă din punctul de vedere al gabaritelor prima soluție este mai avantajoasă.

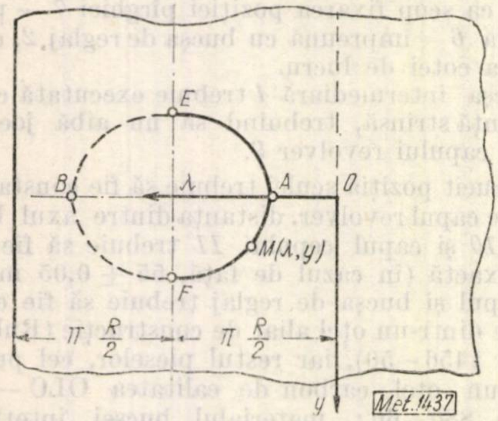


Fig. 15

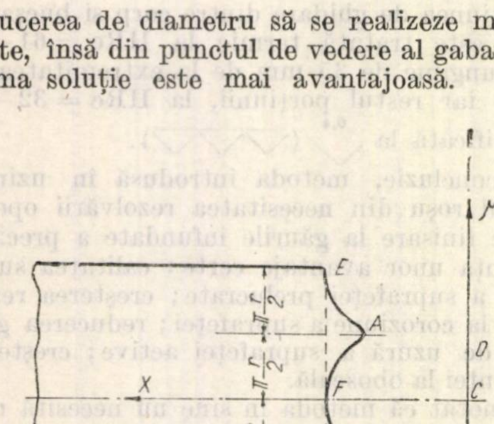


Fig. 16

Piesa se compune din îmbinarea unei conducte cilindrice de diametru mare cu două difuzoare tronconice simetrice. Partea cilindrică nu este secționată printr-un plan transversal, ci în figură apare prelungită cu triunghiul ABC. De asemenea, axele celor două difuzoare (înclinate una față de alta) sînt concurente într-un punct H care, în figură, se suprapune pe A; dacă se duc din B și C normalele pe aceste axe, se admite $\sphericalangle CBH = \sphericalangle HBB' = \beta$. Rezultă că $\beta = \frac{\gamma}{4}$.

Realizîndu-se îmbinarea în acest mod rezultă că numai punctele B și C se îmbină corect pe cilindru și pe difuzoare, eroarea cea mai mare fiind în punctul A. Rezultă că punctul A este plasat mai sus cu ΔR pe difuzoare decît pe cilindru; ΔR se calculează astfel (fig. 18):

$$\Delta R = R' - R = a \operatorname{tg} \theta, \text{ în care } a = R \operatorname{tg} \beta, \text{ deci}$$
$$\Delta R = R \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \beta.$$

Pentru cazurile uzuale, $\operatorname{tg} \theta = \frac{1}{12}$ și deci

$$\Delta R = \frac{R}{12} \operatorname{tg} \beta \text{ sau } \Delta R = \frac{R}{12} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{4}.$$

Atunci cînd ΔR este mic, această diferență se poate umple cu sudură; în caz contrar, se turtesc la ciocan cele două difuzoare în A, cu această distanță, iar pe restul secțiunii de îmbinare, cu distanțele corespunzătoare.

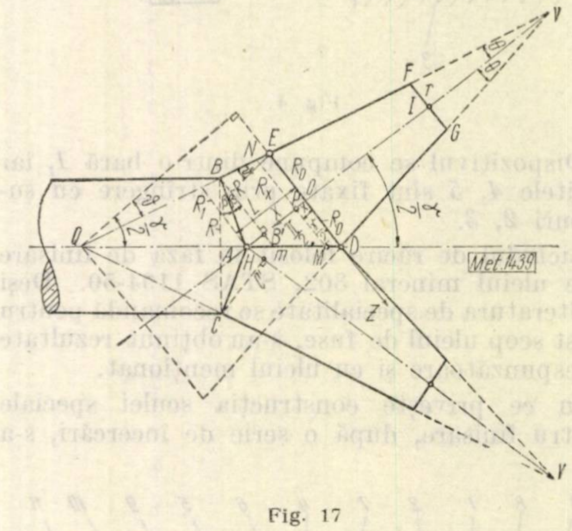


Fig. 17

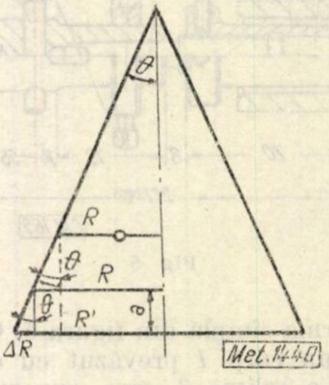


Fig. 18

Pentru calculul desfășurării îmbinării celor două difuzoare tronconice (deocamdată numai pentru porţiunea DA) se secţionează un difuzor după secţiunea variabilă NM (fig. 19):

$$\lambda = R_x(\pi - \varphi), \tag{9}$$

$$R_x = R_0 + x \operatorname{tg} \theta, \tag{10}$$

sistemul de axe $O\,x\,z$ este ales la fel cu cel din figura 17, iar R_x este raza variabilă a trunchiului de con (dacă ar fi complet).

Rezultă:

$$\cos \varphi = \frac{z}{R_x}, \tag{11}$$

$$z = (l - x) \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \tag{12}$$

în care s-a notat $AO = 1$ (măsurat pe axul conului).

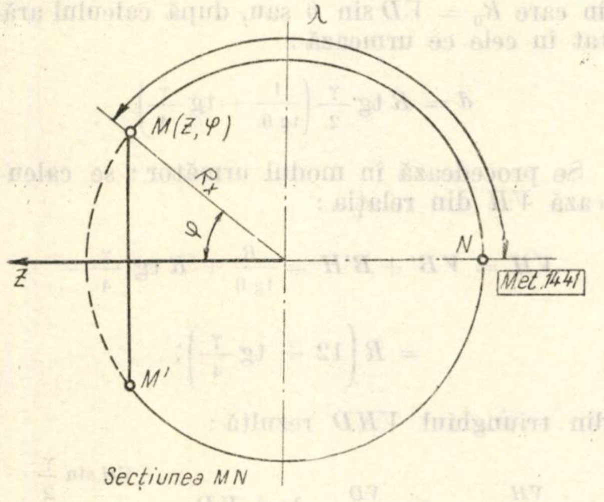


Fig. 19

Dacă se elimină z şi φ în relaţiile precedente, se obţine:

$$\frac{\lambda}{R_x} = \pi - \varphi;\ \cos\varphi = -\cos\frac{\lambda}{R_x} = -\cos\frac{\lambda}{R_0 + x \operatorname{tg}\theta}.$$

Se obţine:

$$\cos \varphi = \frac{z}{R_x} = -\frac{(l - x) \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{R_0 + x \operatorname{tg} \theta}.$$

Rezultă:

$$\cos \frac{\lambda}{R_0 + x \operatorname{tg}\theta} = -\frac{(l - x) \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{R_0 + x \operatorname{tg} \theta} \tag{13}$$

(x se măsoară pe axa conului, şi λ ca în figura 19).

Aşa cum se vede în figura 20, este necesar să se facă unele schimburi de axe pentru a măsura coordonatele pe tabla desfăşurată, şi anume observînd că λ se măsoară pe tablă ca lungimea unui arc de cerc, se înlocuieşte $\lambda = \rho\alpha_x = \frac{(VD + x)}{\cos\theta}\alpha_x$ şi $x' = \frac{x}{\cos\theta}$, astfel că x' se măsoară pe generatoarea conului, adică pe axa de simetrie a tablei desfăşurate.

Rezultă:

$$\cos \frac{(VD + x)\,\alpha_x}{(R_0 + x \operatorname{tg}\theta)\cos\theta} = -\frac{R_0 - x \operatorname{tg}\frac{\theta}{2}}{R_0 + x \operatorname{tg}\theta} \text{ şi}$$

$$\cos \frac{(VD + x')\,\alpha_x}{R_0 + x' \sin\theta} = -\frac{R_0 - x \operatorname{tg}\frac{\gamma}{2} \cos\theta}{R_0 + x' \sin\theta}. \tag{14}$$

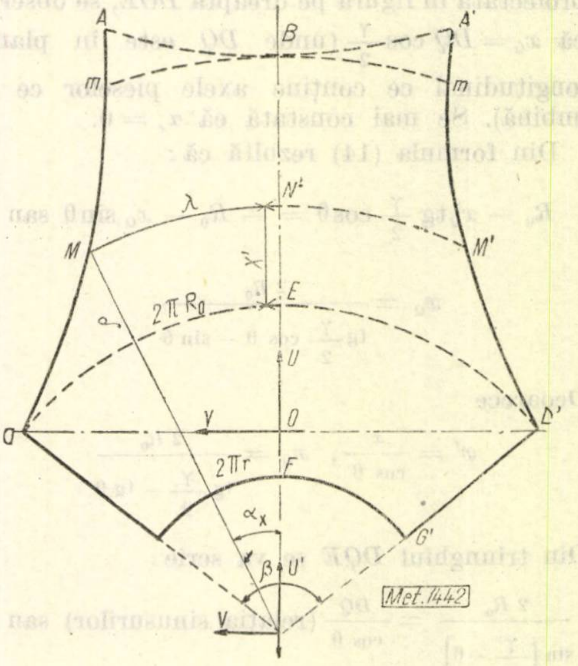


Fig. 20

Formula (14) se verifică în următoarele cazuri particulare:

1. Pentru $x = 0$ şi $x' = 0$, formula (14) devine:

$$\cos\frac{(VD)\,\alpha_x}{R_0} = -1 \text{ sau } \frac{(VD)\,\alpha_x}{R_0} = \pi \text{ sau } \alpha_x = \frac{\pi R_0}{VD},$$

aşa cum se poate verifica direct din figură, adică se găsesc punctele extreme D şi D'.

2. Pentru $x = l$, $x' = \frac{l}{\cos\theta}$, rezultă:

$$\cos\left(\frac{VD + \frac{l}{\cos\theta}}{R_0 + l \operatorname{tg}\theta}\right)\alpha_x = 0 \text{ sau } \frac{(VD\cos\theta + l)\,\alpha_x}{R'\cos\theta} = \frac{\pi}{2},$$

R' fiind raza conului corespunzătoare generatoarei VA. (fig. 17).

Rezultă $\alpha_x = \frac{\pi}{2}\frac{R'\cos\theta}{VO + l} = \frac{\pi}{2}\frac{R'}{VA}$, unde VA este măsurată pe generatoare; această formulă se poate găsi şi direct (l se măsoară pe axa conului). Se accentuează că din formula (14) rezultă toată curba de intersecţie pe porţiunea DA.

Pentru un punct oarecare M de pe curba de intersecţie, α_x ia valori în intervalul valorilor extreme, adică:

$$\frac{\pi}{2}\frac{R'}{VA} < \alpha_x < \frac{\pi R_0}{VD}. \qquad (15)$$

3. Făcînd abstracţie de conducta cilindrică, se presupune că cele două difuzoare s-ar îmbina pe toată lungimea DQ (punctul Q corespunde generatoarei VQ).

Dacă se revine la variabila x, măsurată pe axa conului de la planul transversal prin con, proiectată în figură pe dreapta DOE, se observă că $x_Q = DQ \cos\frac{\gamma}{2}$ (unde DQ este în planul longitudinal ce conţine axele pieselor ce se îmbină). Se mai constată că $\alpha_x = 0$.

Din formula (14) rezultă că:

$$R_0 - x'_Q \operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}\cos\theta = -R_0 - x'_Q \sin\theta \text{ sau}$$

$$x'_Q = \frac{2R_0}{\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}\cos\theta - \sin\theta}.$$

Deoarece

$$x' = \frac{x}{\cos\theta}, \quad x_Q = \frac{2R_0}{\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2} - \operatorname{tg}\theta}.$$

Din triunghiul DQE se va scrie:

$$\frac{2R_0}{\sin\left(\frac{\gamma}{2} - \theta\right)} = \frac{DQ}{\cos\theta} \text{ (relaţia sinusurilor) sau:}$$

$$2R_0 = DQ\,\frac{\sin\frac{\gamma}{2}\cos\theta - \cos\frac{\gamma}{2}\sin\theta}{\cos\theta} =$$

$$= DQ\left(\sin\frac{\gamma}{2} - \cos\frac{\gamma}{2}\operatorname{tg}\theta\right),$$

şi înlocuind rezultă:

$$x'_Q = \frac{DQ\left(\sin\frac{\gamma}{2} - \cos\frac{\gamma}{2}\operatorname{tg}\theta\right)}{\sin\frac{\gamma}{2} - \cos\frac{\gamma}{2}\operatorname{tg}\theta}\cos\frac{\gamma}{2} =$$

$$= DQ\cos\frac{\gamma}{2},$$

adică valoarea calculată pe cale directă mai înainte.

Modul de lucru. Prin enunţ se dau: R, r, γ şi θ $\left(\text{uzual } \operatorname{tg}\theta = \frac{1}{12}\right)$.

Relaţia (14) în coordonate polare se poate scrie:

$$\cos\frac{\rho\alpha_x}{R_0 + (\rho - VD)\sin\theta} = -\frac{R_0 - (\rho - VD)\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}\cos\theta}{R_0 + (\rho - VD)\sin\theta},$$

care este de forma:

$$\cos\frac{\rho\alpha_x}{a + b\rho} = \frac{c\rho + d}{a + b\rho}, \qquad (15')$$

în care coeficienţii sînt daţi de relaţiile:

$$\alpha = R_0 - VD\sin\theta = 0, \qquad (15'')$$

$$b = \sin\theta,$$

$$c = \operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}\cos\theta, \quad d = -VD\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}\cos\theta - R_0,$$

în care $R_0 = VD\sin\theta$ sau, după calculul arătat în cele ce urmează:

$$d = R\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\theta} + \operatorname{tg}\frac{\gamma}{4}\right).$$

Se procedează în modul următor: se calculează VH din relaţia:

$$VH = VB' + B'H = \frac{R}{\operatorname{tg}\theta} + R\operatorname{tg}\frac{\gamma}{4} =$$

$$= R\left(12 + \operatorname{tg}\frac{\gamma}{4}\right);$$

din triunghiul VHD rezultă:

$$\frac{VH}{\sin\left(\frac{\gamma}{2} + \theta\right)} = \frac{VD}{\sin\frac{\gamma}{2}}, \text{ deci } VD = \frac{VH\sin\frac{\gamma}{2}}{\sin\left(\frac{\gamma}{2} + \theta\right)},$$

adică se calculează d la valoarea de mai sus.

Formula (15′) devine, făcînd aceste înlocuiri:

$$\cos\frac{\alpha_x}{\sin\theta} = \operatorname{ctg}\theta\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2} - \frac{R}{\rho}\left(\operatorname{ctg}\theta + \operatorname{tg}\frac{\gamma}{4}\right)\frac{\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}}{\sin\theta}. \qquad (16)$$

Se calculează coeficienţii a, b, c, d, din formulele (15″) şi se înlocuiesc în formula (16).

Dacă se dau valori arbitrare pentru ρ, se pot calcula unghiurile α_x din relaţia (16) şi deci punctele M în coordonate polare. În practică este mai comod să se folosească coordonate carteziene.

Se calculează $u' = \rho\cos\alpha_x$ şi $v = \rho\sin\alpha_x$. Valorile limită între care variază aceste mărimi sînt:

— pentru D şi D':

$$\rho_D = (VD), \quad u'_D = \rho_D\cos\alpha_D, \quad \alpha_D = \frac{\pi R_0}{VD} = \pi\sin\theta;$$

$V_D = \rho_D \sin \alpha_D$;

— pentru A și A':

$$\rho_A = VA = \frac{VH}{\cos\theta}, \; u'_A = \rho_A \cos \alpha_A, \; V_A = \rho_A \sin \alpha_A,$$

$$\alpha_A = \frac{\pi}{2} \frac{R'}{VA} \text{ unde } R' = VH \operatorname{tg} \theta,$$

adică:

$$\alpha_A = \frac{\pi}{2} \sin \theta.$$

Din cele arătate rezultă:

$$\frac{\pi}{2} \sin \theta < \alpha_x < \pi \sin \theta.$$

Pentru trasare direct pe tablă este bine să se ia: $u = u' - u_D$ și deci punctul M pe conturul de asamblare va avea coordonatele u și V.

Porțiunea $DGG'D$ se taie ca un difuzor simetric, în mod obișnuit, unde se calculează cu ajutorul lui r: $DG = \frac{OI}{\cos \theta} = \frac{R_0 - r}{\sin \theta}$, în care R_0 a fost calculat mai înainte.

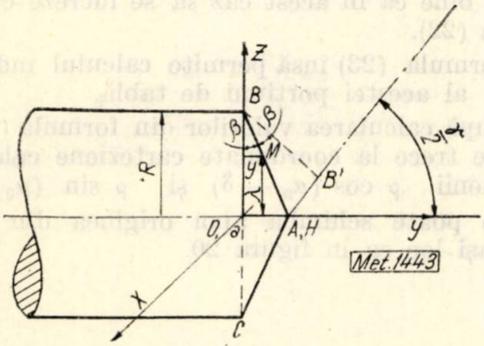
De asemenea, $2\pi r = VG\beta$, cu $VG = \frac{r}{\sin \theta}$ sau $\beta = 2\pi \sin\theta$.

Se va vedea mai departe că desfășurarea tablei mai cuprinde încă porțiunea $mm'\ A'\ BA$ (punctată în fig. 20), care se va trasa astfel:

Pentru desfășurarea conductei principale se consideră axele din figura 21 și se scrie:

$$\lambda = R\theta; \tag{17}$$

$$z = R \sin \theta = R \sin \frac{\lambda}{R}. \tag{18}$$



Fig·21

De asemenea: $OH = R \operatorname{tg} \beta = R \operatorname{tg} \frac{\gamma}{4}$ și dacă se observă că $OH = aA$, $\frac{OH}{y} = \frac{R}{R - z}$, adică $z = R - y \frac{R}{OH}$.

Înlocuind în această formulă pe OH rezultă:

$$z = R - \frac{y}{\operatorname{tg} \frac{\gamma}{4}}. \tag{19}$$

Dacă în desfășurarea tablei se determină punctul M prin coordonatele λ și y, se elimină z între relațiile (18) și (19):

$$z = R \sin \frac{\lambda}{R} = R - \frac{y}{tg \frac{\gamma}{4}} \text{ sau:}$$

$$y = R \operatorname{tg} \frac{\gamma}{4}\left(1 - \sin \frac{\lambda}{R}\right). \tag{20}$$

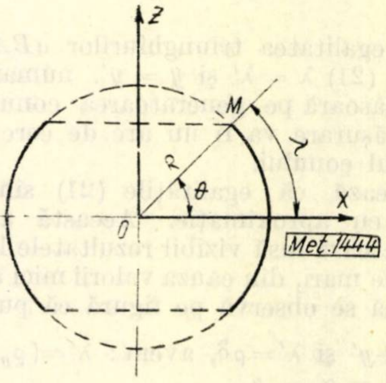


Fig. 22

Verificările se fac astfel:

—pentru $\lambda = 0$, $y = R \operatorname{tg} \frac{\gamma}{4} = Aa = OH$;

—pentru $y = 0, \frac{\lambda}{R} = \frac{\pi}{2}$, $\lambda = \frac{\pi R}{2} = aB$ (măsurat pe cerc).

Pentru efectuarea trasării se alege un arc λ arbitrar, cuprins între 0 și $\frac{\pi R}{2}$ și rezultă y (cuprins între 0 și $R \operatorname{tg} \frac{\gamma}{4}$).

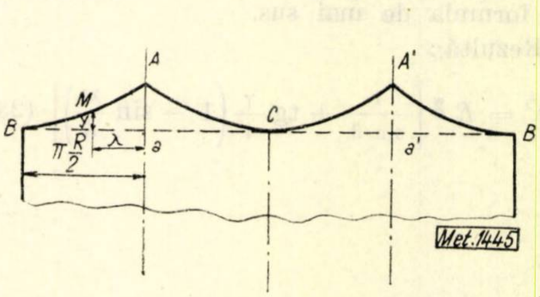


Fig. 23

Este bine ca intervalul $\frac{\pi R}{2}$ să fie împărțit în segmente egale pentru ușurarea construcției desfășurării difuzorului.

Completarea desfăşurării difuzorului. Se va arăta în continuare cum se completează, pe difuzorul tronconic, desfăşurarea porţiunii $A\ B\ B'$.

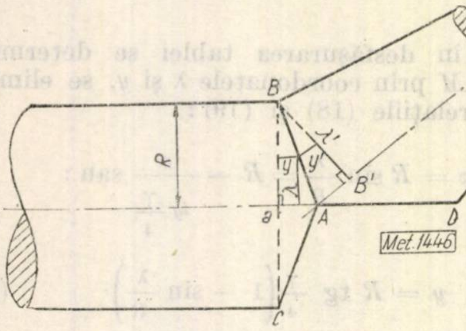


Fig. 24

Din egalitatea triunghiurilor aBA şi $B'BA$ rezultă (21) $\lambda = \lambda'$ şi $y = y'$, numai că acum y' se măsoară pe generatoarea conului, iar λ', în desfăşurare va fi un arc de cerc cu centrul în vîrful conului.

Urmează că egalităţile (21) sînt valabile numai cu aproximaţie. Această aproximaţie nu afectează însă vizibil rezultatele la diametre oricît de mari, din cauza valorii mici a unghiului θ. Dacă se observă pe figură că putem scrie:

$\rho = \rho_B + y'$ şi $\lambda' = \rho\delta$, avem: $\lambda' = (\rho_B + y')\delta$, (22) unde $\delta = \alpha_0 - \alpha_x$.

Dacă se alege arbitrar $\lambda' = \lambda$, cunoscîndu-se $y' = y$ de la paragraful precedent, rezultă δ. Pentru aceasta, observăm că avem de la punctul d: $\alpha_0 = \frac{\pi}{2} \sin\theta$ şi acum $\alpha_x < \alpha_0$. Mai avem $\rho_B = VB = \frac{R}{\sin\theta}$. De asemenea ρ_0 a fost notat mai înainte cu VA unde avem:

$$VA = \frac{VH}{\cos\theta} = \frac{R}{\cos\theta}\left(\operatorname{ctg}\theta + \operatorname{tg}\frac{\gamma}{4}\right).$$

Se poate găsi relaţia între λ şi δ dacă facem uz de formula (20), de unde înlocuim $y = y'$ în formula de mai sus.

Rezultă:

$$\lambda' = R\,\delta\left[\frac{1}{\sin\theta} + \operatorname{tg}\frac{\gamma}{4}\left(1 - \sin\frac{\lambda'}{R}\right)\right]. \quad (23)$$

Adică vom alege arbitrar λ' $\left(\text{cuprins între } \lambda'_A = 0 \text{ şi } \lambda'_B = VB\,\alpha_0 = R\frac{\pi}{2}\right)$, de unde rezultă δ $\left(\text{cuprins între zero şi } \delta = \alpha_0 = \frac{\pi}{2}\sin\delta\right)$.

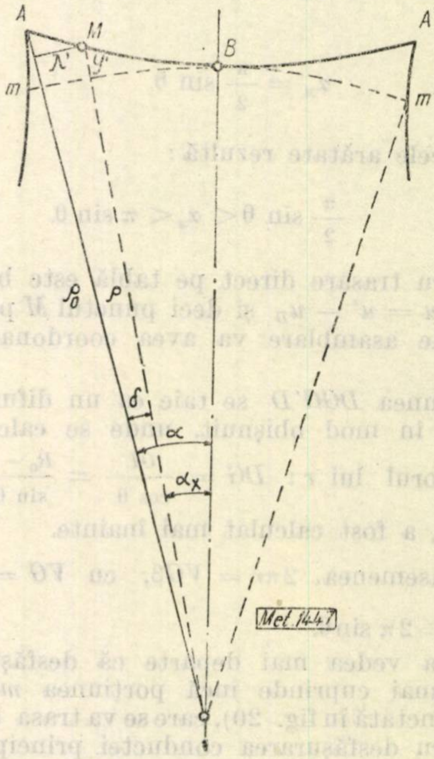


Fig. 25

Dacă pentru trasare (fig. 23) valorile lui λ corespundeau la intervale egale de diviziune a segmentului $B - B$, acum ele vor corespunde la intervale egale de diviziune a unghiului α_0. Este bine ca în acest caz să se lucreze cu formula (22).

Formula (23) însă permite calculul independent al acestei porţiuni de tablă.

După calcularea valorilor din formula (23) se poate trece la coordonate carteziene calculînd termenii $\rho\cos(\alpha_0 - \delta)$ şi $\rho\sin(\alpha_0 - \delta)$.

Se poate schimba apoi originea din V, în acelaşi loc ca în figura 20.

Organizarea și economia PRODUCȚIEI

CZ 621.7 : 621.9 : 338.062.1

Un model matematic de calcul al planificării capacității de producție

Ing. VASILE BORCH
Consiliul Superior al Agriculturii

În lucrarea „Aplicarea programării liniare în planificarea producției" din revista Metalurgia și Construcția de Mașini nr. 3/1963 s-a expus o metodă de restrîngere a numărului de variabile prin introducerea unui model matematic simplificat privind stabilirea posibilității de folosire optimă a capacității de producție a secției de mașini-unelte.

Pornind de la indicațiile sumare date în acest articol se poate trece la întocmirea unui model matematic general care să ilustreze pe deplin posibilitățile oferite de introducerea programării liniare în cercetarea variantelor optime de utilizare a capacității de producție în vederea stabilirii cantităților maxime de repere de plan care să o satisfacă integral.

Pentru rezolvarea acestei probleme se presupune că secția de mașini-unelte se compune din m grupe de mașini, în fiecare grupă fiind un număr oarecare de mașini similare; de exemplu, grupa strunguri paralele.

Se notează cu M_i $(i = 1,2,\ldots, m)$ grupele de mașini.

Se notează cu C_i $(i = 1,2,\ldots, m)$ capacitatea totală disponibilă în ore-mașini a fiecărei grupe astfel formate, cu condiția că fondul de timp mecanic calculat a fost îmbunătățit prin introducerea tuturor măsurilor tehnico-organizatorice corespunzătoare sectorului respectiv.

Grupele de mașini M_i se pot combina calitativ între ele, numărul total de combinații posibile fiind:

$$C_m^i = 2^m - 1.$$

Combinația C_m^i înseamnă că din cele m grupe de mașini distincte s-au combinat i grupe de mașini pentru a se produce acele repere de plan care necesită i operații tehnologice specifice fiecărei grupe. Prin operație tehnologică specifică se înțelege una sau mai multe operații tehnologice simple care se execută la grupa respectivă de mașini. Deci vor fi atîtea operații tehnologice specifice cîte grupe de mașini-unelte sînt.

Combinațiile C_m^i nu exclud posibilitatea efectuării operațiilor tehnologice simple la mai multe mașini din grupa respectivă. Cu alte cuvinte numărul i de operații tehnologice specifice nu înseamnă și număr de mașini, ci numai număr de combinații.

Considerînd R-mulțimea tuturor reperelor de plan privită numai din punctul de vedere al operațiilor tehnologice specifice se poate constata ușor că mulțimea se bucură de proprietatea importantă că se poate subîmpărți în submulțimi de repere corespunzătoare fiecărei combinații între operațiile tehnologice specifice sau – ceea ce este același lucru – între grupele de mașini M_i.

Schematic problema corelației dintre grupele de mașini, operație tehnologică specifică și submulțime de repere de plan se prezintă astfel:

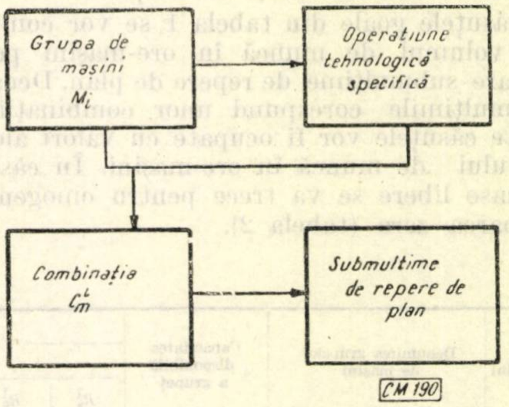

Grupa de mașini M_i
Operațiune tehnologică specifică
Combinația C_m^i
Submulțime de repere de plan
CM 190

Fig. 1

Pentru a se evidenția submulțimile formate se introduce următoarea notație:

combinația C_m^1 dă $\sigma_1 = m$ submulțimi care se notează cu simbolul R_j^1 $(j = 1,2,\ldots, \sigma_1)$;

combinația C_m^2 dă $\sigma_2 = m\ (m-1)/2\,!$ submulțimi care se notează cu simbolul R_j^2 $(j = 1,2,\ldots, \sigma_2)$.

În general combinația oarecare C_m^i dă

$\sigma_i = \dfrac{m\,!}{i\,!\,(m-i)\,!}$ submulțimi care se notează cu

simbolul R_j^i $(j = 1,2, \ldots . \sigma_i)$. Indicele superior i arată numărul grupelor de mașini care concură la executarea submulțimii de repere de plan, iar indicele inferior j arată a cîta submulțime este din cele C_m^i formate.

Pe baza acestor principii se formează tabela modelului matematic al problemei care va conține grupele de mașini, capacitatea disponibilă, submulțimile de repere obținute pe baza com-

Tabela 1

Nr. rîndului	Denumirea grupelor de mașini	Capacitatea disponibilă a grupei	Volumul de muncă în ore-mașini pentru submulțimile de repere de plan din												
			$C_m^1 = \sigma_1$				$C_m^2 = \sigma_2$			...	$C_m^i = \sigma_i$			...
			R_1^1	R_2^1	...	R_m^1	R_1^2	...	$R_{\sigma_1}^2$	...	R_1^i	...	$R_{\sigma_2}^i$	
1	Grupa 1	C_1												
2	Grupa 2	C_2												
⋮	⋮	⋮												
i	Grupa i	C_i												
⋮	⋮	⋮												
m	Grupa m	C_m												

binațiilor și o serie de căsuțe goale corespunzătoare fiecărei grupe și submulțimi.

Căsuțele goale din tabela 1 se vor completa cu volumul de muncă în ore-mașini pentru fiecare submulțime de repere de plan. Deoarece submulțimile corespund unor combinații, nu toate căsuțele vor fi ocupate cu valori ale volumului de muncă în ore-mașini. În căsuțele rămase libere se va trece pentru omogenitate valoarea zero (tabela 2).

În mod asemănător se vor completa căsuțele din tabela 1 pentru celelalte combinații, obținîndu-se o tabelă generală.

Orice întreprindere poate să folosească tabela 1 completată pentru toate combinațiile așa cum s-a arătat.

Pentru stabilirea sortimentului de plan se procedează astfel:

1. — Se construiește tabela 1 în care se înscriu valorile volumului de muncă în ore-ma-

Tabela 2

Nr. rîndului	Denumirea grupelor de mașini	Capacitatea disponibilă a grupei	Volumul de muncă pentru submulțimile de repere de plan din								
			C_m^1								
			R_1^1	R_2^1	R_3^1	...	R_{i-1}^1	R_i^1	R_{i+1}^1	...	R_m^1
1	Grupa 1	C_1	T_1^1	0	0	...	0	0	0	...	0
2	Grupa 2	C_2	0	T_2^1	0	...	0	0	0	...	0
3	Grupa 3	C_2	0	0	T_2^1	...	0	0	0	...	0
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
$i-1$	Grupa $i-1$	$C-1$	0	0	0		T_{i-1}^1	0	0	...	0
i	Grupa i	C_i	0	0	0	...	0	T_1^i	0	...	0
$i+1$	Grupa $i+1$	$C+1$	0	0	0	...	0	0	T_{i+1}^1	...	0
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
m	Grupa m	C_m	0	0	0	...	0	0	0	...	T_m^1

șini alese în așa fel încît să fie acoperite integral capacitățile disponibile ale fiecărei grupe de mașini fără să se cunoască de mai înainte sortimentul de repere de plan.

Calculul prin care se determină cantitățile echivalente de repere de plan din fiecare submulțime a combinațiilor C_m^i se va efectua cu ajutorul metodelor de programare liniară.

Dispunînd de această tabelă se va trece la alegerea reperelor de plan și se vor întocmi combinațiile corespunzătoare în așa fel încît să se încadreze în valorile înscrise mai înainte deoarece numai în acest fel există siguranța că s-a realizat capacitatea maximă de producție.

Prin alegerea reperelor de plan, unitatea are astfel determinată mulțimea R dar nu cunoaște cantitățile din fiecare reper, care se vor stabili pentru fiecare submulțime după cum urmează:

Pentru stabilirea cantității de repere din submulțimile combinației C_m^1 se va folosi formula volumului de muncă total:

$$T_i^s = \sum_{j=1}^{n} a_{ji}\, t_{ji} \tag{1}$$

în care:

$i = 1,2,\ldots m;$

$j = 1,2,\ldots n;$

s = număr de grupe M_i combinate,

cu condiția ca $a_{ji} \geqslant 1$, în care t_{ji} este volumul de muncă în ore-mașini pentru reperul j din submulțimea i a combinației C_m^s.

De exemplu, în submulțimea R_1^1 din combinația C_m^1 volumul de muncă este

$$T_1^1 = \sum_{j=1}^{n} a_{j1}\, t_{j1} \quad (j = 1,2,\ldots n),$$

în care n arată numărul de repere de plan care formează submulțimea R_1^1 din combinația C_m^1.

În formula (1) se cunoaște prin alegerea reperului volumul de muncă t_{ji} și se vor stabili pe baza altor date (după consumul specific și după cantitățile de materiale repartizate etc.) valorile a_{ji} care, odată determinate, dau prin multiplicare cu cantitatea echivalentă corespunzătoare submulțimii respective cantitățile din fiecare reper care compune submulțimea respectivă.

De exemplu, dacă submulțimea R_1^1 este formată din trei repere avînd următorii timpi $t_{11} = 20$ min, $t_{21} = 10$ min și $t_{31} = 15$ min iar coeficienții $a_{11} = 2$, $a_{21} = 3$, $a_{31} = 4$, și cantitatea echivalentă egală cu 1 000, vom avea $T_1^1 = 130$ min și respectiv cantitățile de repere vor fi 2 000, 3 000, 4 000, deci submulțimea R_1^1 se compune din 9 000 buc. din cele trei repere care o formează.

Pentru stabilirea cantității de repere din submulțimile combinației C_m^2 se vor folosi două formule asemănătoare, cu condiția ca coeficienții respectivi multiplicați cu cantitatea echivalentă să dea valori egale fiind vorba de reperele aceleiași submulțimi.

Prin generalizare, stabilirea cantității de repere din submulțimile combinației oarecare C_m^i se obține prin folosirea a i formule asemănătoare, coeficienții îndeplinind aceeași condiție.

Unitatea respectivă, cunoscînd mulțimea R, va folosi formula (1) pentru toate combinațiile și va determina coeficienții a_{ji} în așa fel încît valorile lui T_1^1 de exemplu să fie egale cu cele înscrise în tabela 1. În caz de nepotrivire va trece la ajustările respective sau în caz de imposibilitate le va înscrie pe cele noi trecînd la o verificare a acoperirii capacității de producție folosind metodele de rezolvare ale programării liniare.

2. — Se poate folosi și o altă cale pentru a stabili dacă utilizăm integral capacitatea de producție și anume: se alege întîi sortimentul reperelor de plan și după aceea se trece la întocmirea tabelei 1 și a unui calcul de verificare folosind metoda simplex. Se utilizează și în acest caz metoda descrisă.

Această cale se va folosi numai în cazul unui sortiment de repere impus de mai înainte, rezultat din necesitatea fabricării unor utilaje anumite.

Un exemplu de calcul rezolvat prin metoda simplex s-a dat în articolul citat. Din calculele efectuate se vede că s-au determinat cantitățile echivalente din submulțimile: $R_1^1 = S_1$ din combinația C_5^1, $R_1^3 = S_2$ și $R_2^3 = S_3$ din combinația C_3^5 și $R_1^4 = S_4$ din combinația C_5^4.

Trebuie menționat că, în cazul dat, la grupa de mașini de rectificat plan, capacitatea disponibilă este de 3 000 ore iar prin alegerea sortimentului de plan ea este acoperită numai parțial 2 000 ore, rămînînd disponibile 1 000 ore, ceea ce ne permite să introducem în combinația C_5^1 submulțimea R_4^1 care va reprezenta reperele pe plan care se vor prelucra prin operații tehnologice specifice grupei de mașini de rectificat plan.

Să calculăm cu ajutorul metodei simplex cantitatea echivalentă de repere corespunzătoare submulțimii R_4^1 în așa fel încît să fie acoperită întreaga capacitate de producție disponibilă.

Datele problemei puse sînt prezentate în tabela 3.

Pentru ca problema să fie complet rezolvată se va căuta să se stabilească cantitățile echivalente corespunzătoare submulțimilor R_j^i din combinațiile din tabela 3 pe care întreprinderea și le-a propus să le adopte pentru alegerea sortimentului de plan și în final se vor compara cu cele obținute în cazul lipsei submulțimii R_4^1 din combinația C_5^1 (vezi Metalurgia și Construcția de Mașini nr. 3/1963, p. 250 și următoarele).

Tabela 3

Nr. rîndului	Denumirea grupei de mașini din secția mașini-unelte	Capacitatea disponibilă în ore-mașini	Volumul de muncă în ore-mașini pentru fabricarea reperelor de plan din submulțimile				
			C_5^1		C_5^3		C_5^4
			R_1^1	R_4^1	R_3^1	R_3^3	R_4^1
1	Strunguri paralele	12 000	2	0	1	3	1
2	Freze	8 000	0	0	2	1	1
3	Raboteze	6 000	0	0	1	0	2
4	Mașini de rectificat plan	3 000	0	1	0	0	1
5	Mașini de rectificat cilindric	2 000	0	0	0	1	0
6	Total	31 000	2	1	4	5	5

În acest caz, funcția liniară a capacității de producție devine

$$CP = 2x_1 + 5x_2 + 4x_3 + 5x_4 + 1x_5 \rightarrow \text{maxim},$$

condițiile restrictive sînt:

$$\begin{aligned}
2x_1 + 3x_2 + 1x_3 + 1x_4 + Ox_5 &\leqslant 12\,000\,; && (2)\\
Ox_1 + 1x_2 + 2x_3 + 1x_4 + Ox_5 &\leqslant 8\,000\,; && (3)\\
Ox_1 + Ox_2 + 1x_3 + 2x_4 + Ox_5 &\leqslant 6\,000\,; && (4)\\
Ox_1 + Ox_2 + Ox_3 + 1x_4 + 1x_5 &\leqslant 3\,000\,; && (5)\\
Ox_1 + 1x_2 + Ox_3 + Ox_4 + Ox_5 &\leqslant 2\,000\,; && (6)
\end{aligned}$$

și $x_i \geqslant 0$ $(i = 1,2,\ldots 5)$.

Pentru aplicarea metodei simplex se introduc cinci necunoscute suplimentare notate cu y_6, y_7, y_8, y_9, y_{10} pentru ca aceste ecuații să se transforme în egalități.

$$\begin{aligned}
12\,000 &= 2x_1 + 3x_2 + 1x_3 + 1x_4 + Ox_5 + 1y_6 +\\
&\quad + Oy_7 + Oy_8 + Oy_9 + Oy_{10}\,; && (7)\\
8\,000 &= Ox_1 + 1x_2 + 2x_3 + 1x_4 + Ox_5 + Oy_6 +\\
&\quad + 1y_7 + Oy_8 + Oy_9 + Oy_{10}\,; && (8)\\
6\,000 &= Ox_1 + Ox_2 + 1x_3 + 2x_4 + Ox_5 + Oy_6 +\\
&\quad + Oy_7 + 1y_8 + Oy_9 + Oy_{10}\,; && (9)\\
3\,000 &= Ox_1 + Ox_2 + Ox_3 + 1x_4 + 1x_5 + Oy_6 +\\
&\quad + Oy_7 + Oy_8 + 1y_9 + 0y_{10}\,; && (10)\\
2\,000 &= Ox_1 + 1x_2 + Ox_3 + Ox_4 + Ox_5 + Oy_6 +\\
&\quad + Oy_7 + Oy_8 + Oy_9 + 1y_{10}\,; && (11)
\end{aligned}$$

care formează un sistem de cinci ecuații cu cinci necunoscute.

Efectuînd calculele conform metodei simplex se obține $x_1 = 1\,000$; $x_2 = 2\,000$; $x_3 = 2\,000$; $x_4 = 2\,000$; $x_5 = 1\,000$, deci cantitățile echivalente corespunzătoare submulțimilor sînt: $R_1^1 = 10\,000$; $R_4^1 = 1\,000$; $R_3^1 = 2\,000$; $R_3^3 = 2\,000$; $R_4^1 = 2\,000$.

S-a dovedit astfel că în cazul neacoperirii capacității de producție prin sortimentul ales inițial, se poate trece la alegerea unui alt sortiment sau completarea lui, aceasta efectuîndu-se prin introducerea în tabela inițială a unei noi submulțimi în combinațiile existente sau a unor noi combinații, ajungîndu-se astfel la o tabelă completă care să acopere integral capacitatea de producție disponibilă care reprezintă maximul dorit.

---

[1] *Aganbeghian, A.* Despre folosirea metodelor matematice la analiza economică. În: Planovoe hoziaistvo nr. 2, 1960, p. 54–66. [2] Metodele simplificate de programare liniară. În: Statistiky Obzor, nr. 3, 1960, p. 125–127. [3] *Finkelstein, B.* Bazele programării liniare. În: Voprosî ekonomiki nr. 1, 1961, p. 115–129. [4] *Mihoc, Gh.* și colaboratori. Matematici aplicate în statistică. Editura Academiei R.P.R. 1962. [5] *Borch, V.* Aplicarea programării liniare în planificarea producției. În: Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 3, martie 1963, p. 248–253.

INTREŢINERE şi EXPLOATARE

CZ 621.512 : 614.8

Ungerea compresoarelor de aer cu piston şi evitarea pericolelor de incendii şi explozii

Ing. V. COSOROABĂ
Uzinele "Timpuri Noi"

Importanţa ungerii pentru o maşină constă în faptul că, de felul în care este îndeplinită, depind siguranţa, durata şi performanţele acesteia. În cazul special al compresoarelor de aer cu piston, ungerii îi trebuie acordată atenţia cuvenită, atît la concepţia construcţiei, cît şi în exploatare, întrucît existenţa unei ungeri defectuoase poate provoca pe lîngă uzuri importante şi avarii grave prin declanşarea de incendii şi explozii.

Ungerea, după cum se ştie, are ca scop micşorarea forţelor de frecare şi a uzurii care apar între suprafeţele a două corpuri solide ce se află în contact şi în mişcare relativă. Învingerea forţelor de frecare se face prin consumarea unei cantităţi corespunzătoare de lucru mecanic. Mărimea forţelor de frecare, ca şi a uzurii care apare, este determinată de starea şi natura lubrifiantului aflat între suprafeţele de frecare.

Stabilirea mecanismului apariţiei forţelor de frecare şi a mărimii lor a format obiectul a numeroase şi îndelungate cercetări. Rezultatele obţinute au explicat în cea mai mare parte fenomenele.

Pentru a uşura înţelegerea particularităţilor ungerii compresoarelor cu piston, în cele ce urmează se prezintă pe scurt modul de apariţie a forţelor de frecare.

Pot exista trei regimuri de frecare: frecare uscată, frecare limită şi frecare fluidă.

Frecarea uscată apare între suprafeţele a două corpuri în mişcare, între care nu există nici un lubrifiant. Apariţia forţelor de frecare, în acest caz, se explică prin faptul că între moleculele de la suprafaţa celor două corpuri există puternice forţe de atracţie, dată fiind distanţa redusă dintre ele. Contactul dintre corpuri nu are loc pe întreaga suprafaţă, ci numai în anumite puncte, deoarece o suprafaţă obţinută prin mijloace tehnice obişnuite prezintă neregularităţi importante dacă este privită la scară moleculară. Forţele de atracţie în punctele de contact capătă valori care corespund rezistenţei de rupere a materialului respectiv.

În unele condiţii şi în cazul unor presiuni specifice mai ridicate, în punctele de contact se produce o sudare a proeminenţelor şi se creează punţi de legătură între cele două corpuri. La deplasarea relativă a corpurilor, forţele exterioare rup porţiuni din suprafaţă în punctele de contact, deformează şi rup punţile de legătură simultan cu formarea altora noi, ceea ce evident implică consumare de lucru mecanic. Ruperea unor porţiuni din materialul de la suprafaţă formează ceea ce se numeşte uzură.

Frecarea limită are loc atunci cînd între corpurile în mişcare există o peliculă subţire de lubrifiant care aderă puternic la suprafaţă, ca urmare a fenomenului de adsorbţie, în anumite condiţii de presiune specifică, viteză de deplasare şi viscozitate. La corpurile avînd suprafeţe cu neregularităţi, pelicula de lubrifiant poate fi străpunsă, iar în locurile respective are loc frecarea uscată. În aceste cazuri poate exista frecarea limită alături de frecarea uscată. Forţele de frecare în cazul ungerii limită sînt cu mult mai mici decît la frecarea uscată. Pelicula de ulei nu se supune legilor ungerii hidrodinamice. Aderenţa peliculei de ulei la suprafaţa corpului este direct influenţată de temperatură, în sensul slăbirii acesteia o dată cu creşterea temperaturii. La o anumită valoare a temperaturii şi pentru un anumit lubrifiant, aderenţa devine nulă şi în acest caz apar forţe de frecare şi uzuri similare cu acelea de la frecarea uscată.

Fenomenul descris este important întrucît explică posibilitatea apariţiei unor uzuri pronunţate la organe de maşini prevăzute cu ungere bogată, dar la care s-a depăşit temperatura de anulare a aderenţei. Se menţionează că, pentru unele uleiuri minerale, această temperatură este de 90—100°C.

Frecarea fluidă are loc atunci cînd există o peliculă de ulei între două pelicule subţiri adsorbite la suprafaţa celor două corpuri în mişcare. Pelicula de ulei de la mijloc se supune legilor hidrodinamice, iar grosimea ei este cu mult mai mare decît grosimea peliculelor adsorbite, ceea ce face ca la suprafeţele plane obişnuite să nu mai existe atingere între vîrfurile neregularităţilor.

Forțele de frecare la ungerea fluidă se datoresc forțelor care apar la deplasarea relativă dintre straturile peliculei de lubrifiant din mijloc. Din acest motiv, ele sînt considerabil mai mici decît la frecarea uscată sau limită.

La compresoarele cu piston ca și la celelalte mașini cinematic asemănătoare, locurile cele mai importante din punctul de vedere al ungerii se situează la suprafețele dintre segmenți și cilindru și dintre fusuri și cuzineți. Dacă la cuzineții proiectați în mod judicios frecarea este în permanență fluidă (exceptînd starea de pornire), nu același lucru se întîmplă și cu frecarea dintre segmenți și cilindru. Experimental, s-a constatat că pe o fracțiune din cursa pistonului frecarea este fluidă, iar în apropierea punctelor moarte ea devine frecare limită. Mărimea porțiunilor din cursă, pe care are loc frecarea limită sau frecarea fluidă, este influențată de mai mulți factori, și anume: viteza medie a pistonului, temperatura, presiunea segmentului pe cilindru, debitul de ulei disponibil pentru ungere, forma constructivă a segmentului, numărul de segmenți ai pistonului și proprietățile lubrifiantului. Dintre acestea, debitul de ulei disponibil pentru ungerea cilindrului variază în limite foarte largi, de la o construcție la alta.

Mărirea debitului de ulei pentru asigurarea unei ungeri bogate pe cilindru, care să reducă mărimea suprafețelor cu ungere limită, întîmpină numeroase dificultăți. Astfel, o dată cu mărirea cantității de ulei care ajunge pe suprafața cilindrului se mărește și cantitatea de ulei conținută în aerul comprimat refulat de compresor. Pătrunderea uleiului în aerul comprimat trebuie înlăturată pe cît posibil, nu numai din cauza indicilor economici mai scăzuți care însoțesc un consum ridicat de ulei, ci și din cauza avariilor pe care le poate provoca, cum este cocsarea supapelor sau amorsarea de incendii și explozii în conductele de refulare.

Există cazuri speciale, ca în industria alimentară sau industria chimică, unde este necesar ca aerul să fie lipsit complet de ulei. În acest scop s-au construit compresoare la care suprafața cilindrului în care are loc comprimarea aerului nu necesită ungere, ceea ce se realizează prin utilizarea unor segmenți de cărbune sau prin mișcarea pistonului în cilindru, fără atingere reciprocă și fără segmenți. În ambele variante, volumul cilindrului în care are loc mișcarea pistonului este izolat cu grijă de carterul compresorului, pentru a evita pătrunderea accidentală a uleiului.

Între cerința legată de asigurarea unei ungeri suficiente și pericolul pătrunderii uleiului în aerul comprimat se stabilește un compromis. În acest sens s-au elaborat norme de consum de ulei pentru compresoare în funcție de anumite mărimi caracteristice ale acestora sau în raport cu suprafața necesar a fi unsă în cursul funcționării sau după cantitatea de aer aspirată.

Tabela 1

Consumuri de ulei pentru ungerea compresoarelor de aer

Diametrul cilindrului, mm	Volumul teoretic de aer aspirat, m^3/min	Suprafața acoperită de piston, m^2/min	Numărul de picături de ulei, min^{-1}	Consumul de ulei în 10 h, l
pînă la 150	pînă la 1,8	pînă la 45	1	0,03
150—200	1,8—3,5	45— 70	1—2	0,05
200—250	3,5—6,3	70—100	2	0,06
250—300	6,3—9,8	100—140	3	0,10
300—375	9,8—17	140—185	5	0,18
375—450	17—28	185—240	6	0,23

În tabela 1 sînt indicate normele de consum de ulei pentru compresoare, în funcție de diametrul cilindrului, volumul teoretic de aer aspirat și suprafața cilindrului acoperită de piston în timpul funcționării.

Alte norme prevăd un consum de 50—80 g/1 000 m^3 de aer aspirat pentru compresoarele rodate.

În raport cu suprafața necesar a fi unsă se prevăd consumuri de 0,4—0,8 g/100 m^2/h. Valorile inferioare sînt pentru presiuni de refulare scăzute și invers.

Consumurile de ulei în cursul operațiilor de rodaj se dublează față de cele normale.

Pentru realizarea ungerii compresoarelor s-au construit mai multe sisteme. De la început trebuie să se distingă două categorii importante de suprafețe de ungere: suprafața de lucru a cilindrului și suprafața de lucru a cuzineților palierelor și ai bielei.

Ungerea acestora din urmă nu se deosebește cu nimic de ungerea cuzineților motoarelor cu ardere internă. Astfel, la compresoarele cu debite mici se utilizează ungerea prin barbotaj, la compresoarele cu debite mijlocii, ungerea prin presiune cu pompa, iar în unele cazuri se mai utilizează ungerea sub presiune datorită forței centrifuge a uleiului adus într-un inel situat pe arbore și care se rotește o dată cu acesta.

Ungerea suprafeței de lucru a cilindrului se poate face prin trei procedee: prin ceață de ulei din carter, prin introducerea uleiului în aerul aspirat și prin introducerea uleiului direct pe suprafața cilindrului.

Ungerea cilindrului prin ceață de ulei se întrebuințează în largă măsură la compresoarele cu simplu efect și fără cap de cruce. Uleiul, prin acest procedeu, ajunge pe suprafața cilindrului datorită pătrunderii ceții de ulei din carter în cilindru, atunci cînd pistonul se deplasează spre punctul mort interior. Ceața de ulei din carter se poate crea prin două metode: prin barbotarea de către bielă a uleiului aflat în carter prin intermediul unor piese speciale sau prin stropirea uleiului care curge pe lîngă bielă, la compresoarele prevăzute cu ungerea prin presiune creată de o pompă.

Barbotarea uleiului din carter este utilizată la compresoarele mici cu debite pînă la 1 m³/min. Acest sistem de ungere are avantajul simplităţii, dar cantitatea de ulei care soseşte pe suprafaţa cilindrului depinde de nivelul uleiului din carter şi, eventual, de poziţia compresorului.

Ungerea prin stropirea cu ulei care curge pe lîngă bielă este larg răspîndită.

Prin ambele metode de creare a ceţii de ulei, pe suprafaţa cilindrului ajunge o cantitate de ulei cu mult mai mare decît este necesară pentru o ungere normală. De aceea, în aceste cazuri se prevăd măsuri constructive care limitează cantitatea de ulei rămasă pe suprafaţa de lucru a cilindrului. Dintre aceste măsuri, cele mai utilizate sînt: dotarea pistonului cu segmenţi racleuri şi cu orificii care permit evacuarea uleiului raclat de pe suprafaţă şi montarea unor separatoare de ulei la ieşirea aerului din cilindru.

Trebuie remarcat faptul că limitarea cantităţii de ulei care rămîne pe cilindru, în limitele dorite, este mai dificilă la compresoarele de aer decît la motoarele cu ardere internă, ca urmare a efectului de pompaj mai accentuat al segmenţilor.

Ungerea prin introducerea uleiului în aerul aspirat se utilizează la cilindrii care nu pot fi unşi prin ceaţă de ulei din carter, şi anume la compresoarele cu dublu efect sau la compresoarele cu piston diferenţial.

Astfel, la un compresor cu două etaje şi cu piston diferenţial, ungerea etajului al II-lea se poate face prin ceaţă de ulei din carter, iar etajul I se poate unge prin introducerea uleiului în aerul aspirat. Ungerea prin această metodă se realizează prin picurarea uleiului în conducta de aspiraţie a aerului sau în filtrul de aer. La alegerea locurilor de introducere a uleiului se preferă regiunile de viteză mare a curentului de aer, ceea ce asigură o bună pulverizare a uleiului şi, ca urmare, ungerea întregii suprafeţe de lucru a cilindrului. Metoda este folosită cu rezultate bune la compresoarele cu cilindri verticali şi nu poate fi utilizată la compresoarele cu cilindri orizontali, întrucît la aceştia nu se asigură ungerea întregii suprafeţe de lucru.

Introducerea uleiului în aerul aspirat poate fi făcută prin cădere liberă de la un rezervor, prin presiune de la pompa de ulei care serveşte şi la ungerea cuzineţilor sau cu ajutorul unei pompe speciale cu pistonaşe. Primele două construcţii s-au întrebuinţat la compresoarele stabile mai vechi şi au fost părăsite la compresoarele pentru şantiere, din cauza variaţiei considerabile a debitului de ulei, în funcţie de temperatură, ca urmare a variaţiei viscozităţii uleiului. Ele necesită o supraveghere permanentă a picurătoarelor prevăzute cu vizor, deoarece debitul de ulei trebuie reglat la perioade scurte.

Dacă la compresoarele stabile din centrale, în cazul sistemului de ungere prin picurare în aspiraţie, se recomandă numai construcţia cu pompă cu pistonaşe, la compresoarele mobile pentru şantiere ea este obligatorie. Aceasta, deoarece condiţiile în care lucrează compresoarele stabile din centrale (sarcină, temperatură de aspiraţie etc.) fac ca supravegherea ungerii să poată fi asigurată, spre deosebire de compresoarele pentru şantiere unde supravegherea ungerii nu poate fi efectuată în măsura în care este cerută de cele două construcţii.

Ungerea prin introducerea uleiului direct pe suprafaţa cilindrului se utilizează la compresoarele cu mai mult decît două trepte şi la compresoarele cu debite mari. Introducerea uleiului pe suprafaţa de lucru se realizează cu ajutorul unor pompe cu pistonaşe, avînd cîte un pistonaş pentru fiecare loc de ungere. Debitul de ulei se poate regla de la o pompă construită special în acest scop. La intrarea în cilindru, conducta de ulei este prevăzută cu un ventil de reţinere, pentru ca aerul sub presiune să nu poată ajunge la pompă şi să oprească ungerea.

Compresoarele prevăzute cu acest sistem de ungere au consumurile specifice de ulei cele mai reduse, datorită introducerii uleiului nemijlocit pe suprafaţa de lucru şi în cantitatea necesară.

În ce priveşte incendiile şi exploziile, acestea sînt cele mai neplăcute urmări ale defecţiunilor sistemelor de ungere a compresoarelor.

Prin încălzirea uleiului la temperaturile normale din compresor (160—170°C), acesta pierde prin evaporare circa 3% din greutate, în timp de cinci ore, indiferent de viscozitate.

Pentru ca un amestec de aer cu vapori de ulei să poată face explozie la temperatura de funcţionare a compresorului trebuie ca vaporii de ulei să ocupe cel puţin 20% din volumul amestecului.

Temperatura de autoaprindere a uleiului este de 430°C. Ar rezulta deci că, la temperaturile normale de funcţionare a compresoarelor, incendiile şi exploziile să fie imposibile; totuşi incendiile şi exploziile se produc.

S-au efectuat cercetări în acest domeniu [1] care au stabilit cauzele şi mecanismul producerii exploziilor şi incendiilor în compresoare, conducte, răcitoare intermediare şi în rezervoarele aferente.

Uleiul se oxidează relativ intens din cauza suprafeţei sale mari în contact cu oxigenul din aer, ca urmare a faptului că se găseşte răspîndit sub forma unei pelicule subţiri pe suprafaţa cilindrului, pistonului, conductelor etc. şi sub formă de ceaţă în aerul comprimat.

Din cauza prafului mineral şi organic, care pătrunde în compresor o dată cu aerul, se formează depuneri de ulei oxidat şi praf pe pereţii conductelor.

Prin oxidarea incompletă a depunerilor de ulei sub acţiunea curentului de aer cald iau naştere produse gazoase combustibile. Oxidul de fier — nelipsit — este un catalizator al acestui proces. În cazul în care căldura degajată prin reacţie este superioară celei evacuate prin conductibilitate şi convecţie, temperatura acestor depuneri poate depăşi pe aceea a curentului de aer cald şi reacţia se intensifică.

Factorii esenţiali care determină desfăşurarea fenomenului sînt temperatura şi viteza aerului. Creşterea vitezei aerului provoacă, bineînţeles, şi o creştere a schimbului de căldură prin convecţie, dar pentru o temperatură dată a curentului de aer există o valoare a vitezei sale pentru care creşterea temperaturii depunerilor de ulei şi praf este maximă. Această viteză pentru temperaturile normale ale aerului comprimat este de ordinul a cîţiva cm/s.

Temperatura aerului comprimat este factorul primordial al accelerării oxidării. S-a constatat că, în intervalul pînă la 150°C, creşterea temperaturii cu fiecare 10°C provoacă o accelerare a procesului de oxidare de 2—3 ori. În acest fel se poate ajunge local ca vaporii de ulei să atingă procentajul volumetric de autoaprindere a amestecului. Amestecul gazos se aprinde fie spontan, fie în contact cu astfel de depozite care formează puncte cu temperatura ridicată.

Organul pe care se produc cele mai multe depuneri de acest fel este supapa de refulare. Depunerile se accentuează, de asemenea, la locurile din conducte unde secţiunea creşte şi deci viteza aerului scade.

Mărimea consumului de ulei influenţează în mod direct depunerile de ulei. La o serie de compresoare care funcţionau în Donbas s-a constatat că dublarea consumului de ulei a dus la mărirea depunerilor de ulei de 10—20 ori [2].

Mărirea jocurilor în lagăre, a jocului dintre piston şi cilindru, uzarea neuniformă a segmenţilor provoacă o mărire a consumului de ulei şi deci indirect mărirea depunerilor.

Neetanşeitatea supapei de refulare face ca în timpul aspiraţiei să pătrundă aer cald în conducta de refulare şi apoi în cilindru, provocînd astfel ridicarea temperaturii de refulare peste cea normală.

Depunerile de calcar pe pereţii camerelor de apă determină micşorarea coeficientului de cedare a căldurii de la aerul comprimat la apă, ceea ce provoacă ridicarea temperaturii de refulare. Acelaşi fenomen se produce şi în cazul îmbîcsirii aripioarelor de răcire de la cilindrul şi chiulasele compresoarelor răcite cu aer.

Astfel, din aceste cauze, la un compresor cu presiunea de refulare de 5,5 at temperatura de refulare era, la punerea în funcţiune, cuprinsă între 131 şi 143°C. În perioada care a precedat revizia instalaţiei, temperatura aerului la refulare a atins 145—153°C.

Este important de remarcat cazul că opririle de scurtă durată ale compresorului favorizează autoaprinderea. Aceasta, din cauza ridicării momentane a temperaturii pereţilor compresorului şi conductelor de aer, imediat după oprire.

La experimentări efectuate în aceste condiţii [1] s-au observat autoaprinderi la temperaturi ale curentului de aer cuprinse între 157 şi 147°C.

Exploziile care au fost constatate între anii 1955 şi 1957 în instalaţiile de compresoare din Donbas s-au produs, de cele mai multe ori, în momentul opririi compresoarelor [2].

Cel mai răspîndit reglaj al debitului compresoarelor se realizează prin punerea compresorului în mersul în gol (prin blocarea supapei de aspiraţie). Această funcţionare în plină sarcină, urmată de mersul în gol de scurtă durată, poate provoca o ridicare a temperaturii aerului refulat cu 10—15°C.

În cazul în care amestecul gazos se autoaprinde în rezervorul-tampon sau în răcitorul intermediar, în care se găsesc depuneri mari de ulei, creşterea presiunii va fi violentă din cauza arderii noilor cantităţi de vapori care se degajă din depunerile de ulei şi astfel se va produce explozia. Acelaşi fenomen se întîmplă în cazul în care amestecul gazos se autoaprinde într-o conductă pe pereţii căreia se găseşte un film de ulei gros de cîteva zecimi de milimetri.

Incendiile şi exploziile mai pot avea loc în cazul în care compresorul sau conductele au fost spălate cu petrol sau cu soluţii combustibile. La punerea în funcţiune, vaporii acestor soluţii se adaugă la cei de ulei, mărind concentraţia şi favorizînd astfel provocarea incendiilor şi a exploziilor.

Pentru preîntîmpinarea incendiilor sau a exploziilor există posibilitatea unor măsuri eficiente. Astfel, se evită pătrunderea prafului în compresor aşezînd filtrul de aer sau prizele de aer în cazul compresoarelor stabile în locuri în care atmosfera este mai puţin încărcată cu praf, mai ales cu praf de natură organică. Se preferă filtrarea umedă în cazul în care compresorul este nevoit să funcţioneze în condiţii grele.

Se prevăd, la refulare, separatoare de ulei. Se curăţă de ulei, periodic, rezervoarele-tampon, răcitoarele intermediare şi separatoarele de ulei.

Reglajul debitului pompei de ulei trebuie să fie făcut astfel, încît consumul de ulei să se încadreze în limitele indicate în tabela 1.

Compresorul nu mai trebuie utilizat cînd jocurile din lagăre, dintre piston şi cilindru, au depăşit valorile maxime admisibile, din cauza consumului exagerat de ulei cauzat de aceştia.

Pentru evitarea depăşirii temperaturilor admisibile, supapele trebuie curăţate periodic și etanșeitatea lor, verificată. În camerele de apă ale chiulaselor și cilindrilor trebuie curățate depunerile. Aripioarele cilindrilor și chiulaselor compresoarelor răcite cu aer trebuie curățate de praf.

În cazul compresoarelor care lucrează în condiții grele se prevăd termometre de supraveghere a temperaturii.

Automatizarea controlului temperaturii se poate executa după o schemă relativ simplă cu utilizarea termometrului cu mercur cu contact electric tip KT—104 (U.R.S.S.).

În cazul în care s-a produs autoaprinderea amestecului de aer și vapori de ulei într-o conductă, creșterea vitezei aerului în conductă prin cuplarea a încă unui compresor la conducta respectivă poate fi o măsură corespunzătoare numai în faza incipientă a incendiului.

Scăderea presiunii aerului comprimat în conducta respectivă este cea mai eficientă măsură în aceste cazuri. Pentru aceasta se deschide întîi ventilul pe conducta de refulare în atmosferă și apoi se oprește compresorul. La fel trebuie să se procedeze de fiecare dată cînd se oprește compresorul în situațiile în care există pericolul producerii incendiilor.

În ceea ce privește spălarea conductelor și compresoarelor de aer, rezultatele experiențelor efectuate în laborator, ca și în exploatare, au arătat că soluția apoasă de sodă caustică de numai 5% este indicată pentru spălare.

După spălarea conductelor și a compresorului cu o astfel de soluție, se va spăla în continuare cu apă sub presiune pînă ce, cu ajutorul hîrtiei de fenolftaleină, se constată lipsa alcalinității.

---

[1] *Pitesche, H. J.* Revue universelle des mines, de la métallurgie, des travaux publics, des sciences, nr. 6, 1954.

[2] *Borisenko, K. S.* Bezopasnost truda v promîșlennosti, nr. 3, 1958.

Tehnica securității muncii

CZ 621.874—5 : 614.8

Cerințe de tehnica securității la construirea cabinelor moderne de comandă pentru poduri rulante

Ing. IOSEF CATZ
Institutul de igienă și protecția muncii

În ultimii ani, atît în străinătate, cît și la noi în țară s-au făcut diferite lucrări de îmbunătățire și modernizare a cabinelor de comandă pentru podurile rulante, în vederea îmbunătățirii condițiilor de muncă ale macaragiilor, precum și pentru mărirea securității în exploatare a podurilor rulante.

Îmbunătățindu-se condițiile de muncă ale macaragiului, se mărește în același timp securitatea muncitorilor care lucrează în zona de acțiune a macaralei.

Alegerea și construcția cabinei de comandă sînt mai dificile pentru locurile de muncă cu temperaturi ridicate sau cu atmosferă încărcată cu praf sau gaze nocive, cum ar fi halele cu cuptoare, oțelăriile, turnătoriile de fontă și de metale neferoase, forjele, instalațiile de laminare la cald, secțiile de decapare etc.

În acest scop, Institutul de igienă și protecția muncii a recomandat, în baza studiului și a cercetărilor făcute pe teren, diferite măsuri de tehnica securității care trebuie respectate la proiectarea și construcția cabinelor pentru macaragii, la podurile rulante.

Condițiile de care trebuie să se țină seamă la proiectarea și construcția cabinelor pentru macaragii (la podurile rulante normale) pentru ca acestea să corespundă din punctul de vedere al tehnicii securității muncii, cît și al procesului de producție, sînt următoarele: dimensiunile și instalațiile din interiorul cabinei trebuie să permită macaragiului posibilitatea de a manevra sigur și comod podul rulant; reducerea la minimum a volumului cabinei, pentru a permite încălzirea și condiționarea aerului cu cheltuieli reduse și îmbunătățirea condițiilor de muncă în halele cu condiții grele de lucru, ca oțelării, turnătorii de fontă etc.; macaragiului trebuie să i se asigure o vizibilitate cît mai bună pe întreaga suprafață de deservire a macaralei, precum și asupra sarcinii transportate și a căii de rulare; construcția și utilajul cabinei trebuie să permită macaragiului munca în condiții igienico-sanitare corespunzătoare; locurile de acces în cabină trebuie să fie comode; instalația electrică să fie bine protejată contra avariilor mecanice și intemperiilor (în cazul instalațiilor care lucrează în aer liber sau în alte medii) şi, în acelaşi timp, să permită o întreţinere comodă; comenzile electrice să fie grupate într-un bloc de comandă, prevăzut cu un scaun confortabil; greutatea cabinei să fie cît mai mică, astfel încît să poată fi montată în mod corespunzător.

Pentru a se obţine un cîmp vizual cît mai mare, cabina trebuie să fie amplasată corespunzător, evitîndu-se unghiurile moarte.

În figura 1 sînt arătate cele două cazuri mai frecvente de amplasare a cabinei faţă de grinzile longitudinale ale podului.

În cazul cînd cabina este amplasată la capătul podului există avantajul că macaragiul vede mai bine în spaţiu şi poate aprecia mai bine distanţele, mai ales înălţimea. Acest sistem de amplasare prezintă însă un dezavantaj referitor la vizibilitatea în cazul transportului în direcţia de deplasare a căruciorului, mai ales cînd sarcina trebuie manipulată la celălalt capăt al podului.

Prin amplasarea cabinei la mijlocul podului, vederea în spaţiu este înrăutăţită şi aprecierea înălţimii mult îngreuiată.

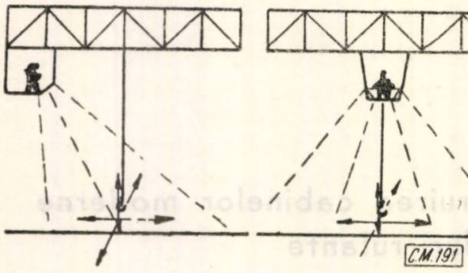


Fig. 1

În halele pe ale căror cîmpuri funcţionează mai multe poduri rulante şi există pericol de ciocnire se recomandă amplasarea laterală a cabinelor.

Dacă amplasarea laterală nu este posibilă din anumite motive, cabinele pot fi montate la mijloculul podului, astfel ca macaragii în timpul deplasării podurilor să se poată vedea reciproc (fig. 2). Acest sistem de aranjare este admis numai în cazul cînd pe aceeaşi cale de rulare se deplasează numai două poduri rulante.

În acest caz sînt folositoare şi oglinzile retrovizoare şi, totodată, este necesar ca din cabina macaragiului să fie permisă şi vederea spre spate.

În cazurile unde condiţiile de vizibilitate sînt stingherite de anumite instalaţii se recomandă cabina mobilă.

În ce priveşte construcţia cabinei, aceasta trebuie astfel construită, încît macaragiul să aibă o vedere liberă asupra întregului cîmp de muncă şi de deplasare, chiar şi în direcţia laterală. În acest scop, fereastra din direcţia cîmpului de muncă principal trebuie să fie oblică, formînd cu raza vizuală de la ochi pînă la punctul de muncă cel mai important aproximativ un unghi drept (fig. 3). Această fereastră principală trebuie să cuprindă întreaga zonă de lucru principală.

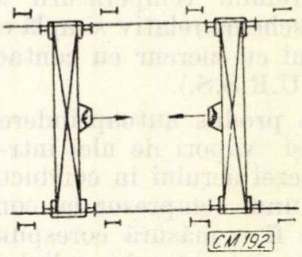


Fig. 2

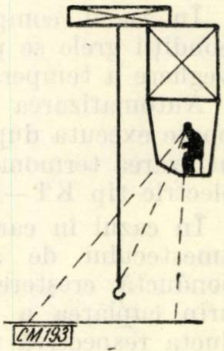


Fig. 3

Ramele ferestrelor trebuie astfel făcute, încît să nu se găsească în cîmpul vizual al macaragiului.

Ferestrele amplasate la o înălţime mai mică decît 1 000—1 200 mm faţă de nivelul podelei cabinei trebuie să îndeplinească următoarele condiţii: ramele ferestrelor oblice şi verticale trebuie să suporte în orice punct, fără a se deforma, un efort minim de 150 kgf, iar cele orizontale un efort minim de 300 kgf; geamurile utilizate pentru ferestrele verticale nu trebuie să fie mai subţiri decît 4 mm, pentru ferestrele oblice, decît 6 mm, iar pentru cele orizontale, decît 8 mm. Montarea lor trebuie făcută dinspre interiorul cabinei. Ele trebuie executate din sticlă securizată, astfel ca în caz de spargere să nu provoace accidente.

În ceea ce priveşte geamurile utilizate pentru ferestrele cabinelor de macara cu instalaţie de condiţionare a aerului s-au făcut diferite experienţe în străinătate, recomandîndu-se două tipuri. Primul tip (fig. 4a) este construit din două geamuri lipite între ele printr-un material plastic. Aceste geamuri se recomandă pentru ferestre de dimensiuni mici şi temperaturi puţin ridicate. Pentru ferestrele mari, mobile, expuse la temperaturi înalte, se recomandă două rînduri de geamuri, montate cît se poate de etanş, între ele găsindu-se un strat izolator de aer (fig. 4b).

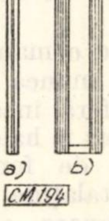


Fig. 4

Pentru uşurinţa ştergerii geamurilor în timpul exploatării, cabina trebuie prevăzută cu o serie de ferestre care se deschid şi care sînt astfel amplasate, încît permit ştergerea uşoară a tuturor geamurilor.

Montarea geamurilor în ramele metalice trebuie făcută pe garnituri de cauciuc de tipul celor de automobil.

În cazul podurilor rulante care lucrează în apropierea surselor calde este necesar ca geamurile să fie călite termic, deoarece rezistă mai bine la temperaturi ridicate, iar construcția metalică să fie vopsită cu vopsea de aluminiu.

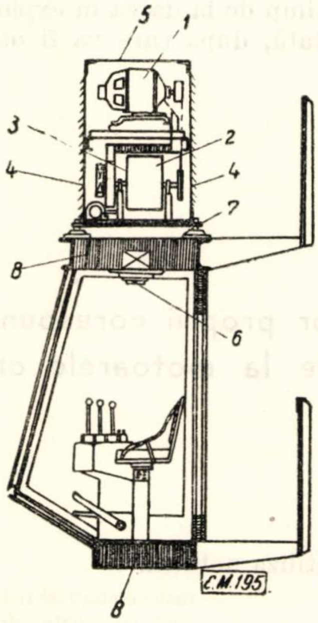


Fig. 5

La podurile rulante care lucrează în condiții speciale în hale industriale unde există degajări mari de căldură, gaze calde și toxice (mai ușoare decît aerul) sînt necesare cabine de comandă prevăzute cu instalații speciale de condiționare a aerului.

În vederea rezolvării acestor cerințe s-au construit diferite tipuri de cabine. La proiectarea acestor cabine trebuie luate o serie de măsuri, cum ar fi : înlăturarea vibrațiilor determinate de instalația de condiționare a aerului, asigurarea etanșeității cabinei și a izolației ei termice etc.

O astfel de cabină, care îndeplinește condițiile menționate, apare în figura 5.

Cabina este dotată cu o instalație de condiționare a aerului compusă din următoarele elemente; un electromotor 1 care acționează ventilatorul condensatorului 2, și conductele 3 prin care trece aerul de răcire a electromotorului.

Întreaga instalație se află în interiorul unei cutii metalice, situată la partea superioară a cabinei. Cutia are pereții laterali demontabili, prevăzuți cu jaluzele 4, iar la partea superioară se află un capac demontabil 5. La partea inferioară, cutia metalică a instalației de condiționare comunică cu cabina macaragiului printr-un distribuitor de aer 6. Cutia metalică este montată pe cabina macaralei prin intermediul unor amortizoare 7. Între carcasa metalică și tavanul cabinei, precum și sub podeaua cabinei se află un material termoizolant 8. Grosimea stratului termoizolant, atît pe pereții metalici ai cabinei, cît și pe tavan, este de aproximativ 50 mm. Aceeași grosime există și sub podeaua cabinei, atunci cînd aceasta nu este supusă direct radiațiilor. În cazul podurilor rulante, ale căror cabine sînt supuse radiațiilor termice, se recomandă ca grosimea stratului termoizolant la podeaua cabinei să fie de cel puțin 100—150 mm. Totodată, se recomandă ca sub podeaua cabinei să se monteze un ecran obișnuit pentru protecția împotriva radiațiilor termice, la o distanță minimă de 75 mm de la podea. S-a constatat că, prin aplicarea acestui ecran, temperatura aerului în interiorul cabinei poate fi redusă cu aproximativ 25%.

Intrarea în cabină trebuie să se facă de pe un podeț prin partea posterioară, printr-o ușă glisantă sau batantă. Ușa trebuie prevăzută cu garnituri de cauciuc sau pînză cauciucată.

Pentru ca macaragiul să lucreze în condiții bune și comod, cabina trebuie dotată cu un bloc de comandă prevăzut cu un scaun. Alegerea tipului de scaun este foarte importantă, întrucît determină în mare măsură ținuta corpului, deci și gradul de oboseală fizică.

În figura 6 este arătat schematic un scaun pentru macaragiu. Pentru ca macaragiul să stea confortabil în scaun, acesta trebuie să îndeplinească o serie de condiții : înălțimea scaunului să fie reglabilă pentru a putea fi adaptat la diferite talii, în poziția medie înălțimea fiind de aproximativ 430 mm; să permită față de blocul de comandă o deplasare în lungul cabinei și o mișcare de rotație în plan vertical; spătarul trebuie să fie reglabil atît în înălțime, cît și ca înclinare spre spate; scaunul trebuie prevăzut cu rezemătoare capitonate pentru brațe; muchia anterioară a scaunului nu trebuie să exercite o presiune asupra pulpei, chiar și la aplecarea corpului înainte; scaunul trebuie să fie bine capitonat și moale mai ales la muchii; nu se recomandă teșirea spre față; pentru a se evita, la aplecarea corpului înainte, o creștere a presiunii asupra stomacului, este necesar ca scaunul să cedeze în direcția de aplecare a corpului; se recomandă ca soluție introducerea unor plăci de cauciuc de elasticitate diferită la punctul de rotație de sub șezut; manetele de comandă trebuie să fie ușor de manevrat stînd pe scaun; poziția cea mai avantajoasă a brațelor la darea comenzilor se consideră aceea la care brațul se găsește aproape în poziție verticală, iar antebrațul are o direcție ușor ascendentă în poziție orizontală.

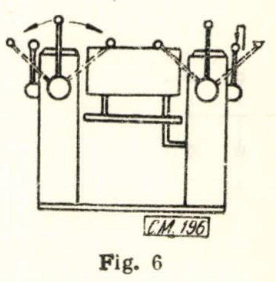


Fig. 6

Avîndu-se în vedere importanța acestei probleme, atît din punctul de vedere al tehnicii securității, cît și al siguranței în exploatare a instalațiilor de ridicat, este necesar ca institutele de proiectări, întreprinderile constructoare și cele care exploatează instalațiile de ridicat să ia măsurile necesare în vederea îmbunătățirii construcției cabinei.

Institutul tehnologic de construcții de mașini filiala Timișoara, ținînd seamă de aceste recomandări, a proiectat o nouă cabină pentru poduri rulante tip închis și tip deschis. Această cabină a fost executată și montată la un anumit număr de poduri rulante noi, urmînd ca o perioadă de timp de la darea în exploatare să fie experimentată, după care va fi omologată.

PENTRU tînărul inginer

CZ 621.824.3–752 : 621.431–122.1

O nouă metodă pentru determinarea pulsațiilor proprii corespunzătoare vibrațiilor de torsiune ale arborilor cotiți de la motoarele omogene în linie

Ing. ANDREI RIPIANU
Institutul politehnic-Cluj

Determinarea pulsațiilor proprii ale vibrațiilor de torsiune ale arborilor cotiți, care prezintă în construcția de motoare o importanță excepțională, se efectuează de obicei după metoda analitică Holzer-Tolle, care necesită calcule foarte laborioase datorită numărului mare de tatonări ce trebuie efectuate pentru obținerea cu exactitate a valorilor pulsațiilor proprii.

Cu cît numărul maselor este mai mare, cu atît calculele sînt mai laborioase. Din această cauză s-au căutat metode de calcul, care să permită deducerea pulsațiilor proprii fără nici o tatonare.

În cele ce urmează se va expune o metodă nouă pentru determinarea pulsațiilor proprii ale vibrațiilor de torsiune ale arborilor cotiți de la motoarele omogene în linie.

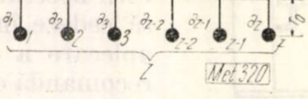


Fig. 1

Se consideră un motor omogen în linie cu z cilindri și se presupune că la extremitățile arborelui cotit al motorului nu sînt fixate piese. Efectuînd reducerea maselor și lungimilor cu ajutorul formulelor clasice, se va obține un sistem omogen vibrant format din z mase reduse identice (fig. 1).

Se vor utiliza notațiile :

r_0 — raza cercului de reducere a maselor, cm; (se poate alege arbitrar, se poate lua ca rază de reducere r_0 raza manetoanelor);

m — masa redusă a maselor în mișcare de rotație și de translație în raport cu raza de reducere r_0 corespunzînd unui cilindru al motorului omogen în linie, kgf cm^{-1} s^2;

m_1 — masa redusă în raport cu raza de reducere r_0 a masei M_1 a piesei plasate la extremitatea arborelui cotit, kgf cm^{-1} s^2 (fig. 2);

$c=\frac{C}{r_0^2}$ — raportul dintre coeficientul de rigiditate la torsiune a porțiunilor din arbore, limitate de două mase consecutive și pătratul razei de reducere, kgf cm^{-1};

$a_1 = 1,\ a_2,\ a_3,\ \ldots\ a_z$ — elongațiile liniare relative ale vibrațiilor de torsiune executate de către masele reduse m formînd sistemul omogen de z mase reduse din figura 1, raportate la elongația liniară a vibrațiilor de torsiune ale masei reduse nr. 1, măsurată pe cercul de reducere de rază r_0;

$a_1=1, a_2, a_3, \ldots, a_h, a_{h+1}, \ldots, a_{h+z_1}$ — elongațiile liniare relative ale vibrațiilor de torsiune executate de către masele reduse m formînd sistemul omogen de $h + z_1$ mase reduse din figura 3, raportate la elongația liniară a vibrațiilor de torsiune ale masei reduse nr. 1, măsurată pe cercul de reducere de rază r_0;

$\omega_p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ — pulsația proprie corespunzătoare vibrațiilor de torsiune ale unei singure mase m, s^{-1};

ω — pulsația proprie corespunzătoare vibrațiilor de torsiune ale întregului sistem vibrant, s^{-1}.

Ecuaţiile de echilibru dinamic ale maselor reduse în cadrul vibraţiilor libere de torsiune sînt:

$$m\,a_1\omega^2 - c(a_1 - a_2) = 0\,;$$

$$m\,a_2\omega^2 - c(a_2 - a_1) - c(a_2 - a_3) = 0\,;$$

$$m\,a_3\omega^2 - c(a_3 - a_2) - c(a_3 - a_4) = 0\,;$$

……………………………………………

$$m\,a_z\omega^2 - c(a_z - a_{z-1}) = 0.$$

Rezolvînd acest sistem de ecuaţii în raport cu elongaţiile relative $a_1, a_2, \ldots, a_z$, se obţine:

$$a_1 = 1\,;$$

$$a_2 = 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2;$$

$$a_3 = 1 - 3\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4;$$

$$a_4 = 1 - 6\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + 5\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6;$$

$$a_5 = 1 - 10\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + 15\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - 7\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6 + \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^8;$$

$$a_6 = 1 - 15\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + 35\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - 28\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6 + $$
$$+ 9\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^8 - \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{10};$$

$$a_7 = 1 - 21\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + 70\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - 84\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6 + $$
$$+ 45\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^8 - 11\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{10} + \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{12}$$

……………………………………………

$$a_i = 1 - C_i^2\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + C_{i+1}^4\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - C_{i+2}^6\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6 + $$
$$+ C_{i+3}^8\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^8 - C_{i+4}^{10}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{10} + C_{i+5}^{12}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{12} - \ldots +$$
$$+ (-1)^{i-3}\,C_{2i-4}^{2i-6}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2i-6} + (-1)^{i-2}C_{2i-3}^{2i-4}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2i-4} +$$
$$+ (-1)^{i-1}\,C_{2i-2}^{2i-2}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2i-2} \qquad (1)$$

……………………………………………

$$a_z = 1 - C_z^2\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + C_{z+1}^4\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - C_{z+2}^6\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6 + \ldots +$$
$$+ (-1)^{z-1}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2z-2}\cdot$$

Ecuaţia pulsaţiilor proprii este:

$$\sum_{i=1}^{z} a_i = 0, \qquad (2)$$

sau:

$$z - \sum_{i=1}^{z} C_i^2\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + \sum_{i=1}^{z} C_{i+1}^4\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - \sum_{i=1}^{z} C_{i+2}^6\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6 +$$
$$+ \cdots + (-1)^{z-1}\,C_{2z-2}^{2z-2}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2z-2} = 0\,. \qquad (3)$$

Se cunoaşte relaţia:

$$\sum_{i=1}^{z} C_i^q = \sum_{i=q}^{z} C_i^q = C_{z+1}^{q+1}\cdot \qquad (4)$$

Ţinînd seama de (4) relaţia (3) devine:

$$C_z^1 - C_{z+1}^3\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + C_{z+2}^5\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 - C_{z+3}^7\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^6 +$$
$$+ C_{z+4}^9\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^8 - C_{z+5}^{11}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{10} + \ldots +$$
$$+ (-1)^{z-3}\,C_{2z-3}^{2z-5}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2z-6} + (-1)^{z-2}\,C_{2z-2}^{2z-3}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2z-4} +$$
$$+ (-1)^{z-1}\,C_{2z-1}^{2z-1}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2z-2} = 0,$$

sau sub altă formă:

$$\sum_{s=0}^{z-1}(-1)^s\,C_{z+s}^{2s+1}\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2s} = 0\,. \qquad (5)$$

Se va demonstra că cele $z - 1$ rădăcini pozitive ale ecuaţiei (5) sînt:

$$\frac{\omega}{\omega_p} = 2\sin\frac{n\pi}{2z}, \qquad (6)$$

în care $n = 1,\ 2,\ 3, \ldots,\ z - 1$.
Trebuie să se demonstreze că:

$$\sum_{s=0}^{z-1}(-1)^s\,C_{z+s}^{2s+1}\left(2\sin\frac{n\pi}{2z}\right)^{2s} = 0$$
$$(n = 1,\ 2, \ldots,\ z - 1). \qquad (7)$$

8e cunoaşte relaţia [7]:

$$\frac{\sin z\,x}{\sin x} = \sum_{s=0}^{\left[\frac{z-1}{2}\right]} (-1)^s\,C_{z-1-s}^{s}(2\cos x)^{z-1-2s}$$

în care $\left[\frac{z-1}{2}\right]$ reprezintă partea întreagă a lui $\frac{z-1}{2}$.

Notînd:

$$1 + \cos x = \alpha \qquad (8)$$

deci:

$$\cos x = \alpha - 1,$$

se obține:

$$\frac{\sin z x}{\sin x} = \sum_{s=0}^{\left[\frac{z-1}{2}\right]} (-1)^s C^s_{z-1-s} 2^{z-1-2s} \sum_{\sigma=0}^{z-1-2s} (-1)^{z-1-2s-\sigma} C^{\sigma}_{z-1-2s} \alpha^{\sigma}$$

sau:

$$\frac{\sin z x}{\sin x} = 2^z (-1)^{z-1} \sum_{\sigma=0}^{z-1} (-1)^{\sigma} \alpha^{\sigma} \sum_{s=0}^{\left[\frac{z-1-\sigma}{2}\right]} (-1)^s 2^{-1-2s} C^s_{z-1-s} C^{\sigma}_{z-1-2s} \quad (9)$$

În cele ce urmează se va demonstra relația:

$$\sum_{s=0}^{\left[\frac{h-1}{2}\right]} (-1)^s 2^{h-1-2s} C^s_{z-1-s} C^{z-h}_{z-1-2s} = C^{h-1}_{2z-h}. \quad (10)$$

Notînd $s = p$, relația (10) devine:

$$\sum_{p=0}^{\left[\frac{h-1}{2}\right]} (-1)^p 2^{h-1-2p} C^p_{z-1-p} C^{z-p}_{z-1-2p} = C^{h-1}_{2z-h}. \quad (11)$$

Se verifică ușor că:

$$C^p_{z-1-p} C^{z-h}_{z-1-2p} = C^p_{h-1-p} C^{z-h}_{z-1-p}.$$

Relația (11) devine:

$$\sum_{p=0}^{\left[\frac{h-1}{2}\right]} (-1)^p 2^{h-1-2p} C^p_{h-1-p} C^{z-h}_{z-1-p} = C^{h-1}_{2z-h}. \quad (12)$$

Dacă h este număr fără soț, notînd:

$$p = \frac{h-1}{2} - s,$$

relația (12) devine:

$$\sum_{s=0}^{\frac{h-1}{2}} (-1)^s 2^{2s} C^{\frac{h-1}{2}-s}_{\frac{h-1}{2}+s} C^{z-h}_{z-\frac{h+1}{2}+s} = (-1)^{\frac{h-1}{2}} C^{h-1}_{2z-h}. \quad (13)$$

Dacă h este număr cu soț, notînd:

$$p = \frac{h}{2} - 1 - s,$$

relația (12) devine:

$$\sum_{s=0}^{\frac{h}{2}-1} (-1)^s 2^{2s} C^{\frac{h}{2}-1-s}_{\frac{h}{2}+s} C^{z-h}_{z-\frac{h}{2}+s} = \frac{(-1)^{\frac{h}{2}-1}}{2} C^{h-1}_{2z-h}. \quad (14)$$

Se vor demonstra pe rînd relațiile (13) și (14).

Adoptînd în formula binomului:

$$(1-x)^{-l} = \sum_{\sigma=0}^{\infty} C^{l-1}_{l-1+\sigma} x^{\sigma} \; (l \text{ întreg} \geqslant 1 \mid x| < 1) \quad (15)$$

notațiile:

$$l = n - p; \; \sigma = s + p \; (p \text{ întreg} \geqslant 1),$$

se obține:

$$\sum_{s=0}^{\infty} C^{n-1-p}_{n-1+s} x^{s+p} = (1-x)^{-(n-p)} - \sum_{s=0}^{p-1} C^{n-p-1}_{n-p-1+s} x^s. \quad (16)$$

Introducînd în relația (16):

$$n = z - \frac{h-1}{2}; \quad p = \frac{h-1}{2}$$

se obține:

$$\sum_{s=0}^{\infty} C^{z-h}_{z-\frac{h+1}{2}+s} x^{\frac{h-1}{2}+s} = (1-x)^{-(z-h+1)} - \sum_{s=0}^{\frac{h-1}{2}-1} C^{z-h}_{z-h+s} x^s.$$

Introducînd în această relație:

$$x = u(2-u)$$

și ținînd seamă de (15) se obține:

$$\sum_{s=0}^{\infty} C^{z-h}_{z-\frac{h+1}{2}+s} \sum_{\sigma=0}^{\frac{h-1}{2}+s} (-1)^{\sigma} 2^{\frac{h-1}{2}+s-\sigma} C^{\sigma}_{\frac{h-1}{2}+s} u^{\frac{h-1}{2}+s+\sigma} =$$

$$= \sum_{s=0}^{\infty} C^s_{2(z-h)+1+s} u^s - \sum_{s=0}^{\frac{h-1}{2}-1} C^{z-h}_{z-h+s} (2u-u^2)^s.$$

Introducînd în această relație $\sigma = \frac{h-1}{2} - s$ și egalînd coeficienții lui u^{h-1} se obține:

$$(-1)^{\frac{h-1}{2}} \sum_{s=0}^{\frac{h-1}{2}} (-1)^s 2^{2s} C^{\frac{h-1}{2}-s}_{\frac{h-1}{2}+s} C^{z-h}_{z-\frac{h+1}{2}+s} = C^{h-1}_{2z-h},$$

adică tocmai relația (13).

Introducînd în relația (16):

$$n = z - \frac{h}{2} + 1; \quad p = \frac{h}{2}$$

se obține relația:

$$\sum_{s=0}^{\infty} C^{z-h}_{z-\frac{h}{2}+s} x^{\frac{h}{2}+s} = (1-x)^{-(z-h+1)} - \sum_{s=0}^{\frac{h}{2}-1} C^{z-h}_{z-h+s} x^s.$$

Introducînd în această relație:

$$x = u(2-u)$$

se obține:

$$\sum_{s=0}^{\infty} C^{z-h}_{z-\frac{h}{2}+s} \sum_{\sigma=0}^{\frac{h}{2}+s} (-1)^{\sigma} C^{\sigma}_{\frac{h}{2}+s} 2^{\frac{h}{2}+s-\sigma} u^{\frac{h}{2}+s+\sigma} =$$

$$= \sum_{s=0}^{\infty} C^s_{2(z-h)+1+s} u^s - \sum_{s=0}^{\frac{h}{2}-1} C^{z-h}_{z-h+s} (2u-u^2)^s.$$

Introducînd în această relație :

$$\sigma = \frac{h}{2} - 1 - s$$

și egalînd coeficienții lui u^{h-1} se obține :

$$\sum_{s=0}^{\frac{h}{2}-1} (-1)^s \, 2^{2s+1} \, C_{\frac{h}{2}+s}^{\frac{h}{2}-1-s} \; C_{z-\frac{h}{2}+s}^{z-h} = (-1)^{\frac{h}{2}-1} \, C_{2z-h}^{h-1}$$

adică tocmai relația (14).

Relația (11) și deci relația (10) sînt astfel demonstrate.

Introducînd în relația (10) :

$$h = z - \sigma$$

se obține :

$$\sum_{s=0}^{\left[\frac{z-1-\sigma}{2}\right]} (-1)^s \, 2^{-1-2s} \, C_{z-1-s}^{s} \, C_{z-1-2s}^{\sigma} = 2^{\sigma-z} \, C_{z+\sigma}^{2\sigma+1}. \tag{17}$$

Din relațiile (9) și (17) se obține :

$$\frac{\sin z x}{\sin x} = (-1)^{s-1} \sum_{\sigma=0}^{z-1} (-1)^{\sigma} \, C_{z+\sigma}^{2\sigma+1} \, (2\alpha)^{\sigma} \cdot \tag{18}$$

Dar, deoarece

$$2\alpha = 4 \cos^2 \frac{x}{2}$$

și schimbînd indicele σ cu s, relația (18) devine :

$$\frac{\sin z x}{\sin x} = (-1)^{z-1} \sum_{s=0}^{z-1} (-1)^s \, C_{z+s}^{2s+1} \left(2 \cos \frac{x}{2}\right)^{2s} \cdot \tag{19}$$

Se introduce

$$x = \pi\left(1 - \frac{n}{z}\right)$$

n relația (19) și se ține seama că $\sin zx = 0$

$$1 \leqslant n \leqslant z - 1 \qquad \text{deci} \qquad \sin x \neq 0$$

$$\cos \frac{x}{2} = \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{n\pi}{2z}\right) = \sin \frac{n\pi}{2z} \cdot$$

Ecuația (19) devine :

$$\sum_{s=0}^{z-1} (-1)^s \, C_{z+s}^{2s+1} \left(2 \sin \frac{n\pi}{2z}\right)^{2s} = 0,$$

adică tocmai ecuația (7).

Deci într-adevăr cele $z - 1$ rădăcini pozitive ale ecuației (5) sînt date de relația (6), care permite calculul valorilor celor $z - 1$ pulsații proprii corespunzătoare vibrațiilor de torsiune ale sistemului vibrant omogen reprezentat în figura 1 provenit din reducerea arborelui cotit cu echipajele mobile aferente de la un motor omogen în linie cu z cilindri :

$$\omega = 2\omega_p \sin \frac{n\pi}{2z} (n = 1 ; 2 ; 3 ; \ldots ; z - 1). \tag{20}$$

Se observă că

$$\frac{\omega}{\omega_p} \leqslant 2.$$

Se consideră un motor omogen în linie cu z_1 cilindri posedînd o piesă laterală la una din extremitățile arborelui cotit. Prin reducerea maselor și lungimilor se obține sistemul vibrant neomogen reprezentat în figura 2. Se transformă acest sistem vibrant neomogen într-un sistem vibrant omogen echivalent format din $z = (z_1 + h)$ mase reduse m, reprezentat în figura 3.

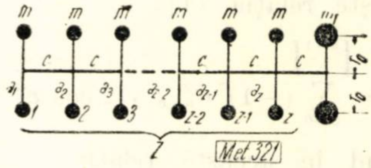


Fig. 2

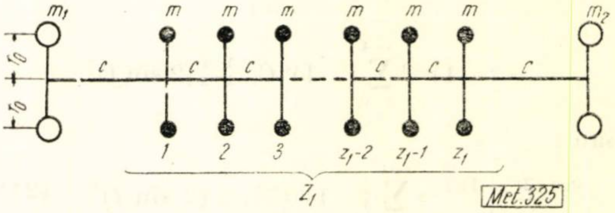


Fig. 3

Pentru aceasta se înlocuiește masa redusă m_1 printru-un sistem omogen de h mase reduse m (fig. 3). Numărul h este în funcție de pulsația ω cu care vibrează sistemul.

Pentru a căuta funcția $h = f\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)$, se scriu ecuațiile de echilibru dinamic ale sistemului omogen de h mase reduse 1 ; 2 ; . . . ; h, în cadrul vibrațiilor de torsiune executate de acest sistem (fig. 3) :

$$m\, a_1\, \omega^2 - c(a_1 - a_2) = 0$$

$$m\, a_2\, \omega^2 - c(a_2 - a_1) - c(a_2 - a_3) = 0$$

$$m\, a_3\, \omega^2 - c(a_3 - a_2) - c(a_3 - a_4) = 0$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$m\, a_h\, \omega^2 - c(a_h - a_{h-1}) - c(a_h - a_{h+1}) = 0$$

Însumînd cele h ecuații se obține :

$$m\, \omega^2 \sum_{i=1}^{h} a_i - c(a_h - a_{h+1}) = 0. \tag{21}$$

Pentru ca masa redusă m_1 plasată în locul masei reduse m_h să fie echivalentă cu sistemul de h mase reduse m trebuie ca

$$m_1\, a_h\, \omega^2 - c(a_h - a_{h+1}) = 0. \tag{21 a}$$

Din relațiile (21) și (21 a) rezultă că:

$$m_1 = m \frac{\sum\limits_{i=1}^{h} a_i}{a_i}, \tag{22}$$

în care, în conformitate cu relația (1):

$$a_i = \sum_{s=0}^{i-1} (-1)^s C_{i-1+s}^{2s} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{2s} \cdot \tag{23}$$

Se cunoaște relația [1]:

$$\frac{\sin n x}{\sin x} = \sum_{\sigma=0}^{\left[\frac{n-1}{2}\right]} (-1)^\sigma C_{n-\sigma-1}^{\sigma} (2 \cos x)^{n-2\sigma-1};$$

introducînd în această relație:

$$n = 2i - 1; \quad x = \frac{\pi}{2} - f; \quad s = i - 1 - \sigma$$

se obține:

$$(-1)^{i-1} \frac{\cos (2i-1) f}{\cos f} =$$

$$= (-1)^{i-1} \sum_{s=0}^{i-1} (-1)^s C_{i-1+s}^{i-1-s} (2 \sin f)^{2s}$$

sau:

$$\frac{\cos (2i-1) f}{\cos f} = \sum_{s=0}^{i-1} (-1)^s C_{i-1+s}^{2s} (2 \sin f)^{2s}. \tag{24}$$

Notînd în ecuația (23)

$$\frac{\omega}{\omega_p} = 2 \sin f \tag{25}$$

se obține cu ajutorul relației (24):

$$a_i = \frac{\cos (2i-1) f}{\cos f}. \tag{26}$$

Se consideră relația:

$$\cos a + \cos (a + \varphi) + \cos (a + 2\varphi) + \ldots +$$

$$+ \cos [a + (h-1) \varphi] = \frac{\sin \frac{h}{2} \varphi}{\sin \frac{\varphi}{2}} \cos \left(a + \right.$$

$$\left. + \frac{h-1}{2} \varphi\right)$$

în care se introduce $a = f$; $\varphi = 2f$.

Se obține:

$$\sum_{i=1}^{h} \cos (2i-1) f = \frac{\sin 2hf}{2 \sin f}. \tag{27}$$

Cu ajutorul relațiilor (26) și (27) se obține:

$$\sum_{i=1}^{h} a_i = \frac{\sin 2hf}{\sin 2f}. \tag{28}$$

Din relația (22) se obține:

$$\frac{m}{m_1} = \frac{a_h}{\sum\limits_{i=1}^{h} a_i}.$$

Introducînd în această relație expresia lui a_h obținută din relația (26) cu $i = h$ și expresia lui $\sum\limits_{i=1}^{h} a_i$ dată de relația (28) se obține:

$$\frac{m}{m_1} = \frac{2 \cos (2h-1) f \sin f}{\sin 2hf},$$

sau:

$$\frac{m}{m_1} = \frac{\sin 2f}{\operatorname{tg} 2hf} + 2 \sin^2 f.$$

Dar, din relația (25) rezultă:

$$f = \arcsin \left(\frac{1}{2} \frac{\omega}{\omega_p}\right)$$

$$\text{deci: } \frac{m}{m_1} = \frac{\sin 2 \arcsin \left(\frac{1}{2} \frac{\omega}{\omega_p}\right)}{\operatorname{tg} 2h \arcsin \left(\frac{1}{2} \frac{\omega}{\omega_v}\right)} + \frac{1}{2} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 \cdot \tag{29}$$

Din relația (29) se deduce expresia lui h:

$$h = \frac{\operatorname{arc\,tg} \dfrac{\sin \left(2 \arcsin \frac{1}{2} \frac{\omega}{\omega_p}\right)}{\frac{m}{m_1} - \frac{1}{2} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2}}{2 \arcsin \left(\frac{1}{2} \frac{\omega}{\omega_p}\right)} \tag{30}$$

care reprezintă funcția căutată $h = f\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)$.

Din ecuația (20) se deduce:

$$z = \frac{\pi n}{2} \frac{1}{\arcsin \frac{1}{2} \frac{\omega}{\omega_p}}. \tag{31}$$

Se notează: $2 \arcsin \frac{1}{2} \frac{\omega}{\omega_p} = x;$ (32)

relațiile (31) și (30) devin respectiv:

$$z = \frac{\pi n}{x}; \quad h = \frac{\operatorname{arc\,tg} \left(\dfrac{\sin x}{\frac{m}{m_1} - 2 \sin^2 \frac{x}{2}}\right)}{x}. \tag{33}$$

Din figura 3 se observă că $z = z_1 + h$.

Înlocuind în această relație expresiile lui z și h date de relația (33) se obține:

$$\pi n = z_1 x + \operatorname{arc\,tg} \frac{\sin x}{\frac{m}{m_1} - 2 \sin^2 \frac{x}{2}} \tag{34}$$

în care $n = 1;\ 2; \ldots; z_1$.

Rezolvînd ecuaţia (34) în raport cu x şi ecuaţia (32) în raport cu ω se găsesc valorile căutate ale pulsaţiilor proprii ale sistemului vibrant.

Ecuaţia (34) fiind transcendentă, cea mai comodă metodă de rezolvare este cea grafică.

Dacă soluţia grafică este îngrijit executată erorile ce afectează rezultatele sînt mai mici ca 1%.

Exemplu numeric:

Fie : $z_1 = 6$; $m = 1$ kgf cm^{-1} s^2 ;

$m_1 = 6$ kgf cm^{-1} s^2 ; $c = 250\,000$ kgf cm^{-1}.

Se notează :

$$y = z_1 x + \operatorname{arc\,tg} \frac{\sin x}{\frac{m}{m_1} - 2\sin^2 \frac{x}{2}} \cdot \quad (35)$$

Se obţin valorile numerice :

$x = 0$ . . . . $y = 0$
$x = 0,1$ . . . . $y = 1,153$
$x = 0,2$ . . . . $y = 2,134$
$x = 0,3$ . . . . $y = 2,98$
$x = 0,4$ . . . . $y = 3,75$
$x = 0,5$ . . . . $y = 4,479$
$x = 0,6$ . . . . $y = 5,1865$
$x = 0,7$ . . . . $y = 5,8772$
$x = 0,8$ . . . . $y = 6,558$
$x = 0,9$ . . . . $y = 7,2345$
$x = 1,0$ . . . . $y = 7,9050$

Pe baza acestor date numerice se construieşte curba $y = f(x)$ (fig. 4) şi se duc două paralele la axa absciselor Ox avînd ecuaţia $y = n\pi$, corespunzătoare valorilor lui n :

$n = 1$ . . . . $y = \pi$

$n = 2$ . . . . $y = 2\pi$.

Abscisele punctelor de intersecţie ale acestor paralele cu curba $y = f(x)$ au valorile :

$n = 1$ $\qquad x_1 = 0,32$

$n = 2$ $\qquad x_2 = 0,7595$

Se calculează :

$$\omega_p^2 = \frac{c}{m} = 250\,000 \ s^{-2} ;$$

$$\omega_p = 500 \ s^{-1}$$

Din ecuaţia (32) se deduce :

$$\omega_1 = 2\omega_p \sin \frac{x_1}{2} ;$$

$$\omega_2 = 2\omega_p \sin \frac{x_2}{2} .$$

Se obţine :

$$\omega_1 = 2 \times 500 \ \sin 0,16 = 159,32 \ s^{-1} ;$$

$$\omega_2 = 2 \times 500 \ \sin 0,37975 = 370,68 \ s^{-1},$$

reprezentînd primele două pulsaţii proprii ale sistemului vibrant analizat.

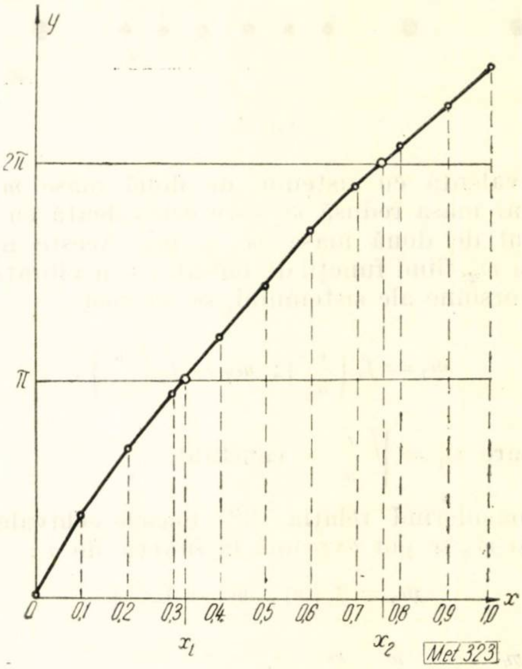


Fig. 4

Ducînd paralele la axa absciselor corespunzătoare valorilor $n = 3 ; 4 ; 5 ; \ldots$ şi avînd ecuaţiile :

$n = 3$ . . . . $y = 3\pi$;
$n = 4$ . . . . $y = 4\pi$;
$n = 5$ . . . . $y = 5\pi$,

intersectîndu-le cu curba $y = f(x)$ avînd ecuaţia (35) şi notînd cu x_3 ; x_4 ; x_5 . . . abscisele punctelor de intersecţie, se obţin pulsaţiile proprii de ordinul 3 ; 4 ; 5 . . . . din relaţiile :

$$\omega_3 = 2\omega_p \sin \frac{x_3}{2} ;$$

$$\omega_4 = 2\omega_p \sin \frac{x_4}{2} ;$$

$$\omega_5 = 2\omega_p \sin \frac{x_5}{2} .$$

. . . .

În cazul unui sistem vibrant de mase reduse provenind de la reducerea arborelui cotit aparţinînd unui motor omogen în linie cu z_1 cilindri, încărcat la extremităţi cu piese (fig. 5), se determină în prealabil masele echivalente m_1 şi m_2 pe baza ecuaţiilor de echivalenţă.

În figura 5 s-a presupus că arborele cotit este încărcat la fiecare extremitate cu două piese, deci în total patru piese, care se reduc la masele m_a, m_b, m_c, m_d. Masa redusă m_1 este

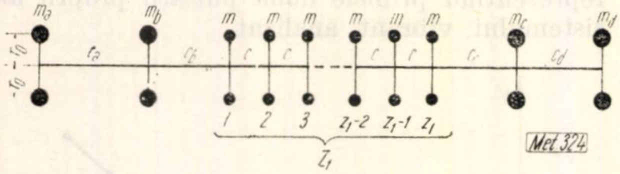


Fig. 5

echivalentă cu sistemul de două mase m_a și m_b iar masa redusă m_2 este echivalentă cu sistemul de două mase m_c și m_d. Aceste mase m_1 și m_2, fiind funcții de pulsația ω a vibrațiilor de torsiune ale sistemului, se va găsi:

$$m_1 = f_1\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right);\ m_2 = f_2\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right),$$

în care $\omega_p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ = constant.

Considerînd relația (32) masele echivalente m_1 și m_2 se pot exprima în funcție de x:

$$m_1 = f_1'(x);\ m_2 = f_2'(x).$$

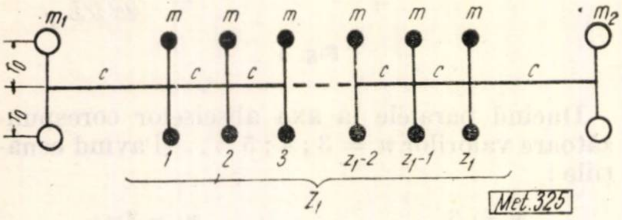


Fig. 6

Se determină apoi, așa cum s-a expus, funcțiile:

$$h_1 = \varphi_1(x)\ h_2 = \varphi_2(x),$$

în care h_1 și h_2 reprezintă respectiv numărul de mase reduse m din care se compun cele două sisteme omogene echivalente respectiv cu masele reduse m_1 și m_2 (fig. 7). Relațiile (33) devin în acest caz:

$$z = \frac{\pi n}{x};\ h_1 = \frac{\operatorname{arc\,tg}\left(\dfrac{\sin x}{\dfrac{m}{m_1} - 2\sin^2\dfrac{x}{2}}\right)}{x};$$

$$h_2 = \frac{\operatorname{arc\,tg}\left(\dfrac{\sin x}{\dfrac{m}{m_2} - 2\sin^2\dfrac{x}{2}}\right)}{x}.$$

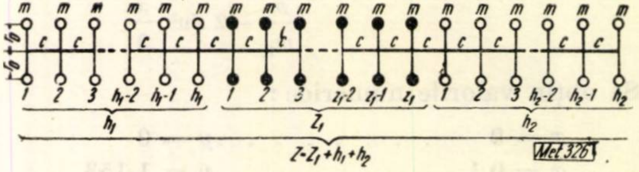


Fig. 7

Se introduc expresiile lui z, h_1, h_2, în relația:

$$z = z_1 + h_1 + h_2$$

ce rezultă din figura 7 și se rezolvă ecuația obținută, în raport cu x. Valorile găsite pentru x se introduc în relația (32) ce se rezolvă în raport cu ω obținîndu-se valorile pulsațiilor proprii căutate ale sistemului vibrant.

Metoda expusă este deci absolut generală, permițînd calcularea pulsațiilor proprii ale vibrațiilor de torsiune ale arborelui cotit de la un motor omogen în linie, oricare ar fi numărul de piese cu care este încărcat la extremități arborele cotit al motorului.

---

[1] *Kramer, O.* Drehschwingungsrechnung. Berechnung der Eigenschwingungzahlen. Karlsruhe, 1954.

Documentare

Lagăr cu fricţiune pentru strunguri de precizie. I. N. Sokolov. În: Stanki i instrument, nr. 1, 1963.

Precizia dimensiunilor pieselor strunjite şi calitatea suprafeţelor generate depind în mare măsură de precizia şi calitatea lagărelor arborelui principal.

Lagărele arborilor principali pentru strungurile de precizie normală sînt în marea lor majoritate lagăre cu rulmenţi, fapt care se explică prin simplitatea construcţiei şi prin uşurinţa montajului şi a exploatării. Pentru strungurile de precizie şi de precizie înaltă, o largă utilizare au obţinut-o lagărele cu fricţiune, care asigură şi menţin o precizie ridicată.

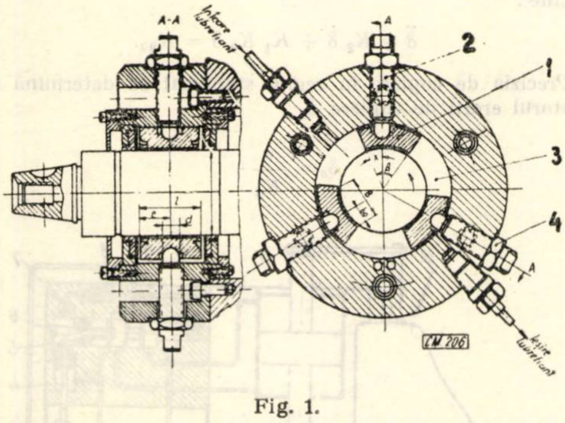


Fig. 1.

În articol se prezintă construcţia lagărului cu fricţiune hidrodinamică de tipul LON—34, elaborat de Institutul ENIMS—U.R.S.S. Lagărul permite posibilitatea de autoreglare a poziţiei cuzineţilor, atît în sensul de rotaţie, cît şi axial, şi este de tipul lagărelor hidrodinamice, cu trei cuzineţi *1*, sprijiniţi pe pivoţii *2* cu suprafaţă sferică de reazem. În scopul reglării interstiţiului diametral şi al ajustării poziţiei arborelui principal *3*, faţă de masa de ghidaj a strungului, pivoţii sînt prevăzuţi cu filet, prin intermediul cărora pot fi deplasaţi radial. Poziţia determinată se fixează cu ajutorul unor contrapiuliţe *4*.

Calitatea prelucrării prin strunjire a suprafeţelor de lucru ale cuzineţilor trebuie să corespundă claselor *9—10*.

Fusurile arborelui principal se prelucrează şi se finisează pînă la obţinerea unei calităţi a suprafeţei care se încadrează în clasele *11—12*. Lagărul astfel executat asigură o înaltă precizie şi stabilitate mişcării de rotaţie a arborelui (bătaia arborelui principal nu trece de 0,1—0,2 μ).

Unghiul de acoperire a fusului de către cuzineţii β reprezintă 55—60°; lungimea cuzineţilor L nu trece de 0,75 D. Poziţia punctului de sprijin X, găsită din condiţiile celei mai mari sarcini purtătoare şi celor mai mici pierderi prin frecare, este strict determinată şi reprezintă 0,41 $\beta°$ (sau $b_0 = 0{,}41\ B$).

Cuzinetul este bimetalic; corpul de oţel şi stratul antifricţiune de bronz S—30 sau babit B—83 şi B—16. Ungerea lagărelor se face sub presiune. Pentru un debit de lubrifiant de 1—1,5 l/min, încălzirea lagărului peste temperatura mediului ambiant nu trece de 10—15°C.

Experimentările efectuate au arătat că se asigură frecarea lichidă pentru viteze de alunecare între 0,15 şi 50 m/s.

În concluzie, autorul articolului arată că tipul de lagăr experimentat s-a dovedit superior lagărelor similare de tipul „Filmatic" din S.U.A.

D.M.

Automatizarea controlului frezării roţilor dinţate L.M. Semenova. În: Stanki i instrument, nr. 2, 1963.

Cel mai răspîndit proces de tăiere a danturii pe liniile automate pentru uzinarea roţilor dinţate constă în frezarea danturii, urmată de operaţia de şlefuire.

În cadrul producţiei automatizate este necesar ca, în timpul frezării, să se urmărească în continuu atît respectarea adaosului de pelucrare afectat operaţiei de şlefuire, cît şi gradul de uzură al frezelor-melc.

Pentru satisfacerea acestor necesităţi, în U.R.S.S. s-a elaborat dispozitivul de control activ al frezării danturii, tipul BV-4011, adaptabil la maşina de frezat dantura model 5312, utilizată frecvent în liniile automatizate.

Dispozitivul se montează pe masa maşinii de frezat şi în timpul frezării danturii se ridică şi se coboară împreună cu piesa prelucrată. Controlul se execută după terminarea frezării danturii, în timpul cînd roata prelucrată nu se mai deplasează.

În momentul în care freza-melc începe să se îndepărteze de roata prelucrată, se declanşează microcomutatorul *6* (fig. 1); în acest fel se închide circuitul electromagnetului care acţionează sertăraşul hidraulic. Acesta, la rîndul său, provoacă mişcarea tijelor de la cilindrii *15* şi *20*, folosiţi pentru rotirea fixatorului *7* şi a platformei *11*.

Tijele cilindrilor revin, iar fixatorul şi platforma, sub acţiunea resorturilor *16* şi *19*, se rotesc. Rotirea platformei are loc pînă cînd fixatorul *7* intră cu un capăt în golul dintre doi dinţi, iar cu celălalt se sprijină în tija cilindrului *15*.

Oprirea platformei provoacă anclanşarea microcomutatorului *18*, care excită electromagnetul sertăraşului al doilea, cu ajutorul căruia se comadă mişcarea cilindrilor 4 şi *9*. Tijele cilindrilor *4* şi *9* se deplasează, iar capetele de măsură *5* şi *8*, sub acţiunea resorturilor, intră în golurile corespunzătoare ale roţii controlate.

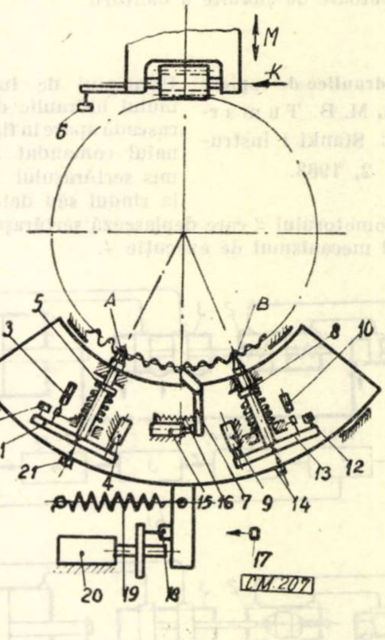


Fig. 1.

O dată cu deplasarea capetelor de măsură, discurile *1* şi *13* apasă pe microcomutatoarele *2* şi *12* care anclanşează un releu electronic de timp. După trecerea timpului de expunere, prin intermediul traductoarelor *3* şi *10* se dă semnalul pentru scoaterea capetelor de măsură. Discurile *1* şi *13* apasă comutatoarele *21* şi *14*, care transmit un semnal pentru retragerea fixatorului *7* şi pentru rotirea inversă a platformei *11*. La sfîrşitul cursei platformei, microcomutatorul *17* dă comanda pentru scoaterea roţii prelucrate de pe masa maşinii.

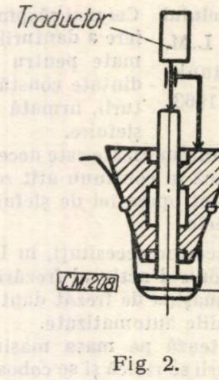


Fig 2.

În funcţie de rezultatul controlului se determină o comandă pentru reglarea corespunzătoare a parametrilor regimului de prelucrare sau pentru înlocuirea frezei-melc uzate.

Capul de măsură *5*, care intră în golul *A* (fig. 1), măsoară deviaţia conturului danturii, iar capul *7*, în golul *B*, măsoară uzura frezei în funcţie de poziţia curbei de trecere (parametrul *a* din fig. 2).

Perioada de lucru a dispozitivului este de 4—5 s şi nu depăşeşte timpul de retragere a frezei-melc din dantura prelucrată.

Montarea dispozitivului BV-4011 direct pe maşină permite intervenţia directă în procesul de frezare a danturii şi reducerea suprafeţelor de lucru şi a timpului afectat prelucrării.

Eroarea dispozitivului nu depăşeşte 7—8 μ, ceea ce reprezintă numai 5—20% din adaosul de prelucrare necesar operaţiei următoare de şlefuire a danturii.

D. M.

Sisteme hidraulice de copiere în cascadă. M. B. Tumarkin. În: Stanki i instrument, nr. 2, 1963.

Principiul de lucru al sistemului hidraulic de copiere în cascadă apare în figura 1 *a*. Semnalul comandat *x* este transmis sertăraşului *1*, iar acesta la rîndul său determină mişcarea servomotorului *2* care deplasează sertăraşul *3*, influenţînd astfel mecanismul de execuţie *4*.

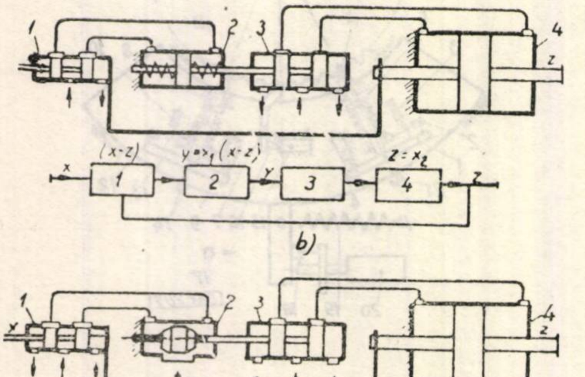


Fig. 1.

În raport cu funcţiile pe care le execută, sertăraşul *1* este elementul excitat al sistemului, iar sertăraşul *3*, elementul de comandă.

Elementul excitat şi servomotorul formează prima cascadă a sistemului, iar elementul de comandă şi mecanismul de execuţie, cascada a doua.

Sistemul se exprimă matematic prin ecuaţia de gradul 2 şi poate avea un caracter aperiodic sau oscilant :

$$\dot{y} = K_1 (x - z)$$

$$\dot{z} = K_2 (y - z),$$

unde :

y şi $\dot{y}$ sînt deplasarea şi viteza servomotorului ;
$\dot{z}$ — viteza mecanismului de execuţie ;
K_1 şi K_2 — coeficienţii de amplificare a vitezei, corespunzători primei şi celei de-a doua cascade.

Dacă la intrarea sistemului se transmite un semnal cu viteză constantă $x = at$, atunci după prelucrarea ecuaţiilor, ţinînd seamă că $x - z = \delta$ (unde δ este eroarea copierii), se obţine :

$$\ddot{\delta} + K_2 \dot{\delta} + K_1 K_2 \delta = K_{2x}.$$

Precizia de copiere în regim stabilizat se determină cu ajutorul erorii de copiere δ_s :

$$\delta_s = \frac{a}{K_2}.$$

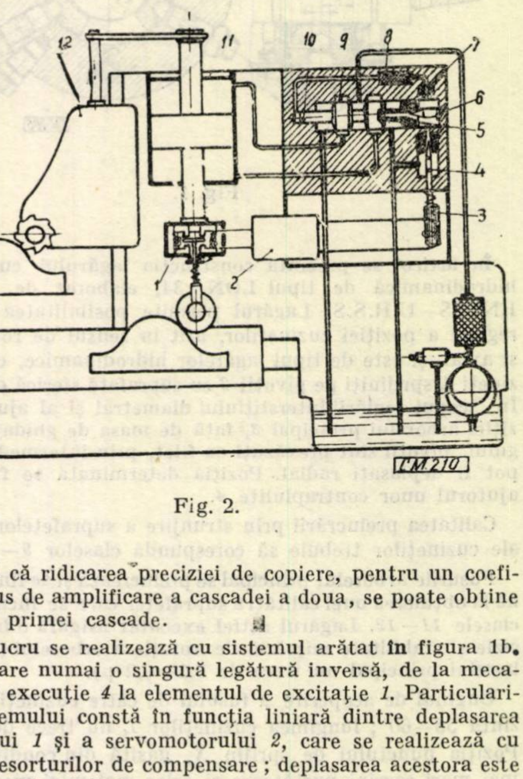


Fig. 2.

Rezultă că ridicarea preciziei de copiere, pentru un coeficient redus de amplificare a cascadei a doua, se poate obţine pe seama primei cascade.

Acest lucru se realizează cu sistemul arătat în figura 1b. Sistemul are numai o singură legătură inversă, de la mecanismul de execuţie *4* la elementul de excitaţie *1*. Particularitatea sistemului constă în funcţia liniară dintre deplasarea sertăraşului *1* şi a servomotorului *2*, care se realizează cu ajutorul resorturilor de compensare ; deplasarea acestora este proporţională cu deplasarea servomotorului.

Un sistem cu două cascade şi semnal electric la intrare, cu o structură similară schemei din figura 1b, apare în figura 2.

Semnalul de comandă se transmite de la copiator la traductorul electric *1*. După amplificare, în amplificatorul *2*, semnalul este transmis la convertizorul electromecanic *3*, care îndeplineşte funcţia de transformare a semnalului electric în deplasarea tijei ventilului *4*.

Ventilul determină variaţia debitului de ulei din cavitatea *5* a servomotorului şi, prin urmare, deplasarea acestuia. Această deplasare va continua pînă cînd, prin secţiunea variabilă de trecere a ventilului de compensare *6*, se restabileşte echilibrul debitelor în cavităţile servomotorului.

Admisia uleiului se face prin ventilul *7*, de secţiune constantă, şi prin filtrul *8*.

Deplasarea servomotorului se transmite sertărașului de comandă *9*, asupra căruia acționează, cu o forță constantă, pistonul *10*. Sertărașul *9* comandă mișcarea pistonului mecanismului de execuție *11*, de unde se transmite coloanei de frezare *12* și traductorului *1* (legătura inversă).

Cum prima cascadă a sistemului amplifică numai semnalul necesar sertărașului de comandă, dimensiunile elementului de excitație și ale servomotorului sînt foarte reduse.

În dispozitivele de automatizare în care se combină mijloacele electronice cu cele hidraulice este foarte important ca semnalele transmise de partea electronică către partea hidraulică să fie de puteri cît mai mici. Din acest motiv, în dispozitivele electronohidraulice de automatizare, sistemele cu două cascade au obținut cea mai largă răspîndire.

D.M.

Extensometre protejate contra umidității. În: Machine Design, noiembrie 1962.

Pentru măsurarea eforturilor în piese amplasate în apă sau în abur la presiune înaltă și temperatură ridicată este necesar să se folosească extensometre protejate contra umidității pentru ca indicațiile să nu fie influențate. În anumite cazuri se folosește un extensometru protejat într-un clopot sudat. Încercările au arătat că în acest mod se poate obține o izolare a extensometrului timp de 100 h la o temperatură de 150°C și la o presiune de 5 kgf/cm^2 pentru abur, și la 150°C și 150 kgf/cm^2 pentru apă.

Acest procedeu se poate aplica la toate tipurile de instalații, ori care ar fi forma și dimensiunile dispozitivului pe care este fixat extensometrul. Efectul clopotului asupra sensibilității extensometrului este neglijabil: procedeul a putut fi aplicat la dispozitive de dimensiuni foarte reduse (3×12 mm).

Pentru confecționarea clopotului se folosește o foaie de cupru care se modelează pe o formă de lemn și care se sudează astfel încît să asigure etanșeitatea. Conductorii sînt introduși în țevi de oțel inoxidabil sau de aramă. După sudarea conductorilor, tot ansamblul se acoperă cu silicon care se vulcanizează la temperatura ambiantă. În cazul instalațiilor expuse la temperaturi ridicate, extremitatea țevii care protejează conductorul se închide cu un adeziv pe bază de rășină epoxi.

Tehnica sudării depinde de forma și materialul piesei; suprafețele trebuie să fie perfect curățate, apoi acoperite cu staniu. În cazul în care există riscul de eroziuni sau abraziuni, se aplică peste clopot o substanță rășinică, panglică de sticlă, sau o bandă de oțel fixată prin puncte de sudură.

I. B.

Locomotiva Diesel—turbină cu gaze

La expoziția suedeză din București — mai 1963 — a fost prezentată macheta unei locomotive al cărei prototip, construit cu cîțiva ani în urmă, a fost experimentat pe căile ferate suedeze. Locomotiva, în greutate de 70 t și avînd o putere de peste 1 000 CP, a efectuat pînă în prezent 440 000 km.

Între timp, a fost realizat un nou model, cu circa 50% mai puternic și avînd două boghiuri în locul cadrului rigid al modelului precedent. Noua locomotivă, în greutate de 62 t, are o viteză maximă nominală de 120 km/h; funcționează totuși la viteza maximă de 90 km/h, viteză impusă de condițiile de exploatare pe liniile secundare suedeze.

Ca principiu constructiv al noii locomotive s-a urmărit combinarea avantajelor motorului Diesel cu cele ale turbinei cu gaze, simplificîndu-se într-o oarecare măsură și transmisia.

Motorul Diesel antrenează prin roțile dințate *2* și *3* diferențialul *4* care pune în mișcare o suflantă *11* prin intermediul pinionului *5*. Carcasa planetarului are o dublă dantură: cea interioară care cuplează cu sateliții și o dantură exterioară care cuplează cu o roată dințată *8* fixată pe axul *10* al transmisiei. Astfel, o parte din puterea motorului este absorbită de suflantă, restul fiind transmis roților motoare. Aerul refulat de suflantă servește pentru supraalimentarea motorului, trecînd printr-un răcitor intermediar *14*, și pentru alimentarea turbinei cu gaze. Presiunea de supraalimentare este, la plină sarcină, de 1,2 kgf/cm^2.

Gazele arse din galeria de evacuare a motorului *17* sînt conduse în camera de amestec *15* a turbinei și amestecate cu aerul comprimat provenit de la suflantă. Amestecul trece prin turbina *12*, punînd în mișcare pinionul *9* cuplat cu roata dințată *8* fixată pe axul transmisiei. Prin aceasta se recuperează o parte a energiei gazelor arse.

La pornire, turbina cu gaze furnizează circa 60% din energia necesară deplasării, pentru ca, la viteză maximă, aportul turbinei să scadă la 40%.

Un aspect caracteristic al complexului format din cele două unități de energie îl constituie posibilitatea amplificării momentului motor al turbinei, deci al ansamblului, prin injectare de combustibil în camera de amestec a turbinei, care se transformă astfel într-o cameră de ardere.

Considerente de ordin practic, legate de temperatura camerei de ardere a turbinei și de consumul specific de combustibil, limitează atît cantitatea de combustibil injectat suplimentar, cît și durata de funcționare a injectorului.

Injectorul poate fi reglat pentru o variație continuă a debitului pînă la valoarea maximă, la care corespunde un spor de putere de 15 — 20%. Rezerva de putere este utilizată în perioadele de accelerare sau în rampă. În aceste cazuri se

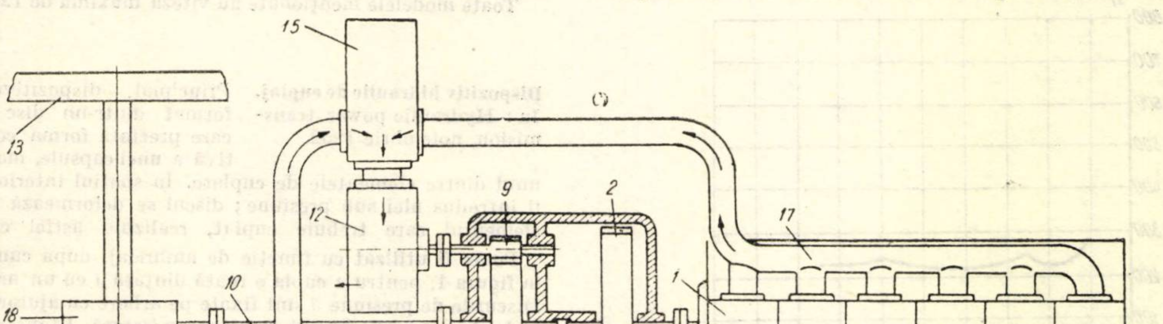


Fig. 1.

dezvoltă la roţile motoare aproximativ 90 — 95 % din puterea motorului, cu tot consumul de energie al instalaţiilor auxiliare şi pierderile din transmisii. Cu alte cuvinte, o astfel de locomotivă cu un motor de 1 200 CP şi cu turbina funcţionînd în plin este echivalentă cu o locomotivă Diesel electrică de 1 500 CP.

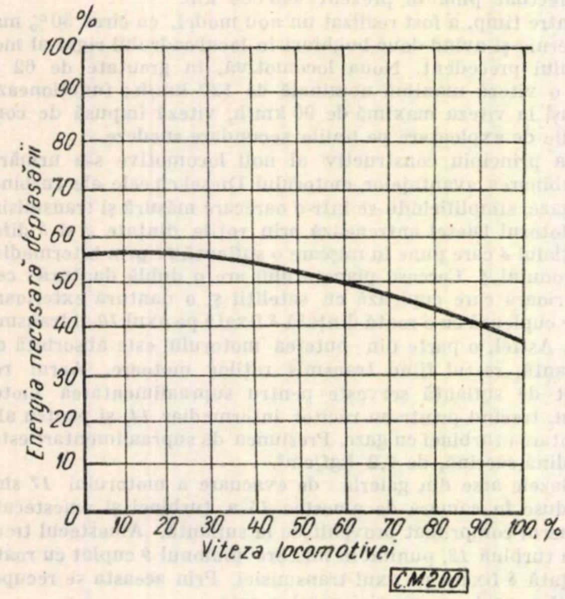


Fig. 2.

În concluzie, locomotiva Diesel—turbină cu gaze prezintă o serie de aspecte caracteristice :

Alura forţei de tracţiune corespunde unei turbine cu gaze, combinată cu o transmisie mecanică cu variaţia demultiplicării, planetarul permiţînd două sau trei trepte de viteză.

Discontinuităţile curbei de variaţie a forţei de tracţiune, determinate de schimbarea raporturilor de demultiplicare, nu sînt exagerate.

Discontinuităţile curbei de variaţie a forţei de tracţiune, determinate de schimbarea raporturilor de demultiplicare, nu sînt exagerate.

Sistemul permite pornirea locomotivei cu o forţă de tracţiune mare, datorită acţiunii turbinei la viteze reduse.

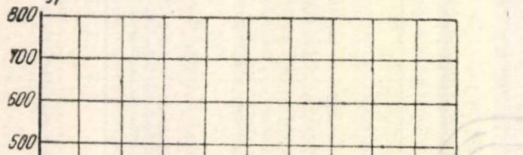


Fig. 3.

Cu toată complexitatea sa aparentă, transmisia este suficient de simplă, conţinînd mecanisme cu totul obişnuite. Subansamblurile principale ale instalaţiei sînt de tipul utilizat curent în exploatarea căilor ferate, astfel încît problemele legate de întreţinerea şi repararea lor pot fi uşor soluţionate.

Pe de altă parte, simplitatea şi greutatea redusă a elementelor constructive determină o putere specifică mare pe ansamblul locomotivei, fapt care o încadrează în tendinţele actuale ale domeniului respectiv.

Debitul suflantei este suficient pentru a asigura funcţionarea normală la înălţimi mari, motorul funcţionînd continuu într-un mediu de presiune ridicată.

O frînare corespunzătoare este asigurată prin utilizarea suflantei în acest scop.

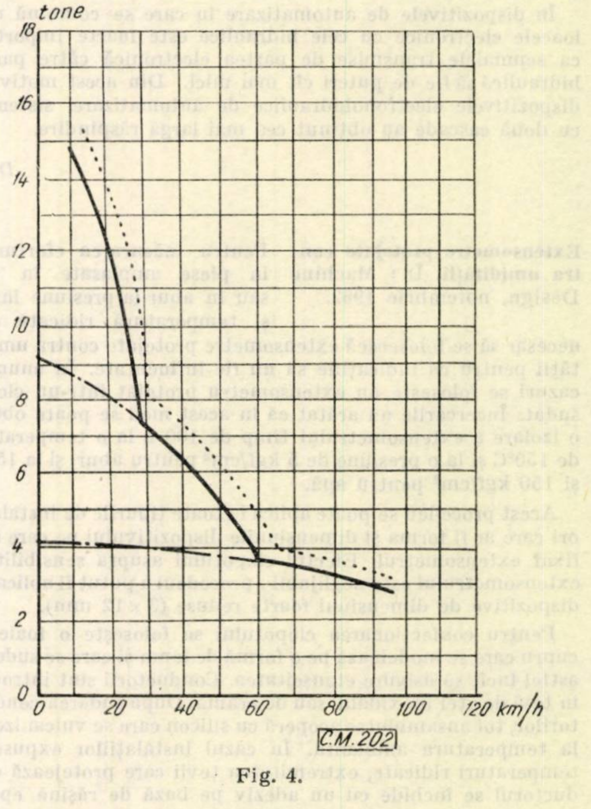


Fig. 4.

Gama de locomotive de acest tip a fost completată prin construcţia cîtorva modele diferite : 62 t, 1 500 CP cu 15—15,5 t/osie ; 62 t, 1 500 CP, 16 t/osie cu cabină de comandă la fiecare capăt ; 70 t, 2 000 CP, 18 t/osie ; 80 t, 3 000 CP cu 80 t/osie, şi un model de 103 t, 4 000 CP cu 17,5 t/osie.

Toate modelele menţionate au viteza maximă de 120 km/h.

I. N.

Dispozitiv hidraulic de cuplaj. In : Hydraulic power transmision, noiembrie 1962.

Principial, dispozitivul este format dintr-un disc plastic care prezintă forma constructivă a unei capsule, montat pe unul dintre elementele de cuplare. În spaţiul interior poate fi introdus ulei sub presiune ; discul se deformează apăsînd elementul care trebuie cuplat, realizînd astfel cuplajul.

Poate fi utilizat cu funcţie de ambreiaj, după cum apare în figura 1, pentru a cupla o roată dinţată *1* cu un arbore *2*. Discurile de presiune *3* sînt fixate pe arbore cu ajutorul unor inele *4* care realizează şi etanşarea necesară. Etanşarea este asigurată şi prin două inele de cauciuc *5* situate la extremităţile dispozitivului de prindere. Uleiul sub presiune este condus, printr-un dispozitiv rotativ etanş *6*, în spaţiul gol din arbore. La creşterea presiunii, discurile elastice *3* presează discurile fixe *7* montate pe butucul *8* al roţii dinţate *1*.

Avantajele sînt evidente : dispare componenta axială a ambreiajului obişnuit, iar funcţionarea în stare debruiată poate fi continuă datorită faptului că jocurile axiale pot fi menţinute constante ; cuplul transmis are valoare constantă, uzurile fiind preluate în mod automat.

În cazul utilizării în cadrul cutiilor de viteze, discurile de cuplaj sînt aplicate pe una dintre suprafeţele frontale ale pinioanelor axului principal, astfel încît se poate cupla la un moment dat numai pinionul corespunzător demultiplicării necesare. În felul acesta se pot construi cutii de viteze de tipul celor pentru tăiat filet, avînd numai două axe, deci dimensiuni reduse.

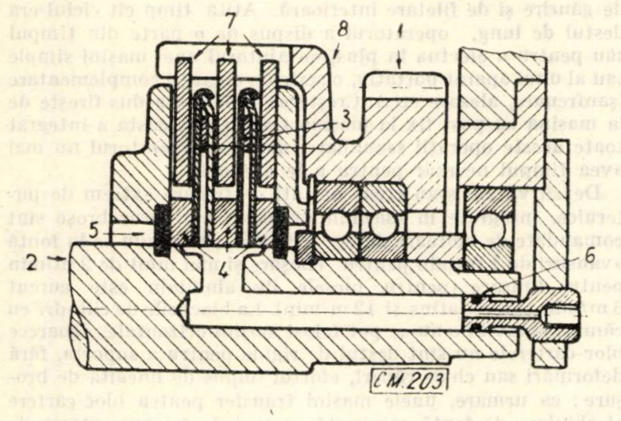


Fig. 1.

Figura 2 precizează modelul de utilizare a dispozitivului de formă plată pentru fixarea poziţiei saniei unei maşini-unelte. Figura 2 indică modul de fixare pe partea inferioară a ghidajelor, placa de strîngere *2* acţionată de dispozitivul *3* apăsînd pe partea inferioară suportului *1*; în figura 2*b* fixarea este laterală, placa de strîngere *5* fiind acţionată de dispozitivul *6*; uleiul sub presiune e introdus prin orificiile laterale *4* şi *7*. Singura restricţie funcţională constă în limitarea cursei saniei, astfel încît, la capetele cursei, dispozitivele de acţionare să nu rămînă descoperite.

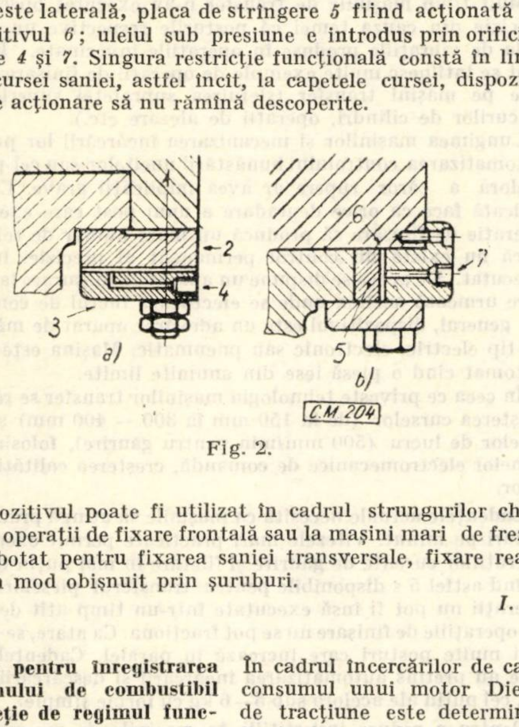


Fig. 2.

Dispozitivul poate fi utilizat în cadrul strungurilor chiar pentru operaţii de fixare frontală sau la maşini mari de frezat sau rabotat pentru fixarea saniei transversale, fixare realizată în mod obişnuit prin şuruburi.

I. N.

Aparat pentru înregistrarea consumului de combustibil în funcţie de regimul funcţional al motorului. In : Energie fluide et lubrification nr. 4, 1963.

În cadrul încercărilor de cale, consumul unui motor Diesel de tracţiune este determinat fie în funcţie de timp fie în funcţie de drumul parcurs. Sub aspectele menţionate nu se precizează însă nimic în ce priveşte regimul funcţional al motorului.

În legătură cu această problemă, s-a studiat şi realizat în Franţa un aparat ce poate determina şi înregistra parametrii funcţionali ai motorului pentru patru regimuri specifice.

Declanşarea înregistrărilor este realizată printr-un microcontact acţionat de către o pîrghie fixată pe acul tahimetrului şi care închide circuitul electric la pornirea vehiculului.

Partea principală de comandă este formată dintr-o tijă de secţiune variabilă antrenată de cremaliera pompei de injecţie şi care în timpul cursei sale, de la mersul în gol şi pînă la plină sarcină, acţionează un număr de patru microcontacte (fig. 1).

Fiecare contact pune în funcţiune înregistratorul de timp şi cel de consum, pentru un domeniu funcţional al motorului din cele patru considerate specifice : mers în gol — $\frac{1}{4}$ sarcină, $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$ sarcină, $\frac{1}{2}$ — $\frac{3}{4}$ sarcină, $\frac{3}{4}$ — plină sarcină.

Pentru determinarea consumului, se utilizează în cadrul instalaţiei două debitmetre. Unul dintre debitmetre este prevăzut cu un motor cu palete, pus în rotaţie de trecerea combustibilului. Una dintre palete posedă o pastilă magnetizată care permite unui captator cu inducţie să comande un releu electronic necesar pentru transformarea impulsurilor.

Un al doilea debitmetru, pentru debite mici de 1 pînă la 50 l apă pe oră, este format din două camere elastice ce se golesc şi se umplu succesiv cu ajutorul unui distribuitor cu clapete electromagnetice comandate electric ; cînd o cameră este complet plină, un contact electric închide clapeta de alimentare respectivă, deschizînd simultan clapeta celeilalte camere. Concomitent este transmis un impuls unui înregistrator.

Baza de timp este determinată de un ceasornic ce emite semnale în fiecare secundă.

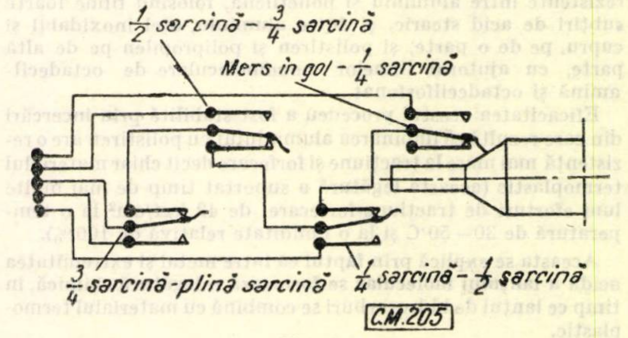

$\frac{1}{2}$ sarcină - $\frac{3}{4}$ sarcină
Mers în gol - $\frac{1}{4}$ sarcină
$\frac{3}{4}$ sarcină - plină sarcină
$\frac{1}{4}$ sarcină - $\frac{1}{2}$ sarcină
C.M.205

Fig. 1.

Timpul de oprire al vehiculului şi de funcţionare a motorului este marcat de un înregistrator special.

Numărul de ture al arborelui cu came este precizat de un alternator montat pe extremitatea sa. Aparatul ridică puterea medie a motorului în fiecare dintre cele patru domenii funcţionale, prin consumul orar şi specific al domeniului, precizînd şi coeficientul de utilizare a motorului.

Alimentarea instalaţiei este realizată printr-o baterie de acumulatoare de 72 V.

M.S.

Efectele depunerilor anodice asupra proprietăţilor aliajelor cu magneziu. In : Materials in Design Engineering, octombrie 1962.

Pentru acoperirea anodică a aliajelor de magneziu este necesar să se aleagă un tratament care nu este dăunător proprietăţilor finale ale aliajului.

S-a studiat influenţa pe care şase tratamente obişnuite o are asupra două aliaje de magneziu folosite mai des : AZ 31 B (cu 2,5—3,5% Al, 0,7—1,3% Zn şi 0,2% Mn) şi aliajul EZ 33 A (cu 2,0—3,1% Zn, 0,5—1% Zr şi 2,5—4% pămînturi rare).

Rezultatele încercărilor au arătat că toate depunerile anodice micşorează (în medie cu 15%) rezistenţa la încovoiere, pentru ambele aliaje studiate. Acest inconvenient poate fi înlăturat în oarecare măsură, ciocănind tablele înainte de acoperire. Ameliorarea proprietăţilor în urma acestui tratament şi influenţa negativă a depunerilor anodice au fost mai accentuate în special în încercările la oboseală caracterizate prin acţiunea unei sarcini reduse la un număr mare de cicluri. Cu toate că încă nu s-au stabilit cauzele acestui fenomen, se crede că el se poate explica prin acţiunea acidă a electrolitului sau prin concentrarea de eforturi în jurul fisurilor depunerii.

În general, depunerile anodice îmbunătăţesc rezistenţa la uzură a aliajelor de magneziu, dar nu uniform. Astfel, în cazul aliajului AZ 31 B, o depunere de grosime mai mare măreşte rezistenţa la uzură, oricare ar fi lubrifiantul folosit, pe cînd pentru depunerile cu grosime foarte redusă, uzura este minimă în prezenţa lubrifianţilor uscaţi.

Acoperirile anodice îmbunătăţesc rezistenţa la coroziune. Protecţia optimă a fost obţinută prin următorul procedeu : tratament anodic timp de 1 h şi 15 min, urmat de spălare, cufundarea în baie de soluţie conţinînd 2% bicromat de sodiu şi 10% bifluorură de amoniu, îmbătrînire timp de 4 h în cuptor, în atmosferă umedă şi după o nouă cufundare, îmbătrînirea finală în acelaşi cuptor, timp de 17 h.

Rezultate bune s-au obţinut spălînd metalul într-o soluţie caldă de ortosilicat de sodiu, apoi spălîndu-l înainte de a aplica un tratament anodic timp de 20 min, urmat de o cufundare de 2 min într-o baie care conţine 10% silicat de sodiu, la o temperatură de 83°C.

I.B.

Îmbinarea metalelor cu materiale termoplastice. In: Bell telephone laboratories, decembrie 1962.

S-a constatat că anumiţi acizi organici, ca acidul stearic, folosiţi într-un film foarte subţire (care nu conţine decît un singur strat de molecule) pot fi folosiţi la îmbinarea metalelor cu materiale termoplastice. S-au obţinut îmbinări foarte rezistente între aluminiu şi polietilenă, folosind filme foarte subţiri de acid stearic, şi între aluminiu, oţel inoxidabil şi cupru, pe de o parte, şi polistiren şi polipropilen pe de altă parte, cu ajutorul filmelor monomoleculare de octadecilamină şi octadecilfosfonat.

Eficacitatea acestui procedeu a fost stabilită prin încercări din care rezultă că îmbinarea aluminiului cu polistiren are o rezistenţă mai mare la tracţiune şi forfecare decît chiar materialul termoplastic (această legătură a suportat timp de mai multe luni eforturi de tracţiune-forfecare de 42 kgf/cm^2 la o temperatură de 30—50°C şi la o umiditate relativă de 100%).

Aceasta se explică prin faptul că între metal şi extremitatea acidă a lanţului molecular se formează o legătură chimică, în timp ce lanţul de hidrocarburi se combină cu materialul termoplastic.

Metalele acoperite cu un film de acid stearic nu mai absorb practic umiditatea şi gazele din atmosferă şi pot fi păstrate timp îndelungat pînă la îmbinarea cu materialele termoplastice.

I.B.

Evoluţia recentă a maşinilor transfer. P. Bézier. In : Ingénieurs de l'automobile, journal de la SIA, nr. 10, 1962.

Maşinile transfer prezintă în general un oarecare număr de caracteristici comune care se pot defini în modul următor : a) ele comportă elemente normalizate, grupate în jurul pieselor de prelucrat şi acţionînd uneltele ; aceste elemente sînt fundamental diferite faţă de maşinile-unelte clasice de producţie pe care le înlocuiesc ; contrariu faţă de acestea din urmă, a căror broşă are o orientare fixă, ele pot lua aproape orice poziţie în spaţiu, fiind echipate cu propriile lor motoare şi cu circuitul lor de ungere ; b) ele comportă elemente normalizate care asigură transportul pieselor de la un post la altul ; c) piesele pe care le prelucrează sînt fixe în perioada de lucru a uneltelor, cu foarte mici excepţii.

Evoluţia maşinilor speciale a fost influenţată de aceea a condiţiilor impuse liniilor de producţie de mare serie. Industria de automobile este una dintre acelea în care cadenţele sînt cele mai mari. Dacă acum 15 ani cadenţa orară maximă era 20, astăzi multe ajung la 125. Această creştere a cadenţei orare a avut o influenţă mare asupra echipamentelor şi mai ales asupra siguranţei lor de funcţionare, rezistenţei organelor lor şi reducerii timpilor morţi. Reducerea timpului de ciclu al maşinilor cere ca operatorul acestora să fie scutit de efectuarea unor lucrări pe care repetirea în cadenţă ridicată le face excesiv de obositoare sau a altora, mai puţin grele, dar pe care numai un mecanism le poate executa corect în timpul foarte scurt care le este acordat. Automatizarea prezintă şi alte avantaje, considerate destul de importante pentru ca aplicarea sa să nu depindă numai de un criteriu de rentabilitate financiară imediată. Astfel, se ştie că prelucrarea automată are deseori drept consecinţă micşorarea rebuturilor datorită lipsei de atenţie a operatorului sau şocurilor suferite în timpul manipulării.

Primele maşini speciale (fie că erau cu post fix, cu platon rotitor, fie de tipul transfer) executau aproape numai operaţii de găurire şi de filetare interioară. Atîta timp cît ciclul era destul de lung, operatorul a dispus de o parte din timpul său pentru a efectua în plus, cu ajutorul unei maşini simple sau al unui aparat portativ, o serie de operaţii complementare (şanfrenare, alezare etc.). Creşterea cadenţei a dus fireşte de la maşina cu post fix la maşina transfer. Aceasta a integrat toate aceste operaţii secundare, deoarece operatorul nu mai avea timpul necesar pentru a le executa.

De cîţiva ani s-au creat unităţi de frezare extrem de puternice, integrate în maşinile transfer, ale căror broşe sînt comandate de motoare de 30 — 35 kW, atingîndu-se în fontă avansuri de 1 m/min pentru eboşare şi mai mult de 2 m/min pentru finisare (pentru piesele de aluminiu este curent 6 m/min şi s-au atins şi 12 m/min). La blocurile de cilindri cu cămăşi amovibile nu se pot folosi maşini orizontale, deoarece bloc-carterele nu sînt destul de rigide pentru a suporta, fără deformări sau chiar ruperi, efortul impus de unealta de broşare ; ca urmare, unele maşini transfer pentru bloc-cartere şi chiulase de fontă comportă posturi de frezare extrem de robuste, care au avantajul de a folosi freze mai ieftine şi mai uşor de înlocuit decît uneltele de broşare.

Piesele pe maşinile transfer, fiind imobile în timpul prelucrării, nu au posibilitatea de a fi strunjite. Totuşi, există maşini ale căror dispozitive de montare a pieselor sînt asemănătoare păpuşilor de strung. Broşa este blocată la posturile în care piesa suferă operaţii de găurire, filetare, frezare etc. şi se pune în mişcare la posturile în care se execută strunjirea.

Mult timp maşinile de transfer n-au executat operaţii de precizie din cauza temei că posturile respective nu se pot izola de vibraţiile produse în operaţiile învecinate. În prezent se întîlnesc multe exemple de operaţii de finisare executate pe maşini transfer (şlefuirea suprafeţei superioare a blocurilor de cilindri, operaţii de alezare etc.).

Lungimea maşinilor şi mecanizarea încărcării lor pretinde automatizarea controlului bunăstării uneltelor sau cel puţin a acelora a căror rupere ar avea implicaţii grave. Cadenţa ridicată face ca orice degradare a unui post care execută o operaţie de finisare să producă un mare număr de rebuturi, dacă nu există un control permanent al preciziei lucrului executat. De aceea se dispune un aparat de măsurare la postul care urmează aceluia unde se efectuează lucrul de controlat. În general, dispozitivul este un adevărat aparat de măsurare de tip electric, electronic sau pneumatic. Maşina este oprită automat cînd o piesă iese din anumite limite.

În ceea ce priveşte tehnologia maşinilor transfer se remarcă creşterea curselor (de la 150 mm la 300 — 400 mm) şi a vitezelor de lucru (500 mm/min pentru găurire), folosirea sistemelor electromecanice de comandă, creşterea calităţii uneltelor.

Cadenţele actuale necesită ca maşinile să atingă practic trei cicluri pe minut. Vitezele mari practicate permit executarea operaţiilor curente de găurire şi filetare în mai puţin de 15 s, lăsînd astfel 5 s disponibile pentru transferul pieselor. Unele operaţii nu pot fi însă executate într-un timp atît de scurt, iar operaţiile de finisare nu se pot fracţiona. Ca atare, se prevăd mai multe posturi care lucrează în paralel. Cadenţele ridicate au pretins automatizarea încărcării şi descărcării pieselor, cel puţin ale acelora sub 5—6 kg cu forme simple.

Pentru a reduce investiţiile în maşinile de rezervă, care intervin în cazul unei opriri, se prevăd stocuri de piese între maşini, astfel încît oprirea unei maşini să nu se propage pe toată linia. Evitarea deformării şi oxidării pieselor stocate se realizează prin automatizarea stocării.

Relativ recent s-au organizat şi linii automate de asamblare. Asamblarea automată ridică probleme diferite după cum se intercalează în cursul unei linii de prelucrare sau se situează final, realizînd montajul complet al unui organ plecînd de la piese finite.

Comanda numerică este larg folosită în lucrări ca : triere, marcare, clasificare, efectuate de exemplu în cazul asamblării piston-cilindru, piciorul bielei-axul pistonului-bozaje etc.

C.A.

Mașină de echilibrare automată a arborilor cotiți. In : Automatisme, nr. 6, 1962. S-a pus la punct o mașină automată de echilibrare a arborilor cotiți bazată pe următoarele principii : *1*— înlăturarea metalului în surplus atît de pe contragreutățile extreme, cît și de pe cele centrale, ceea ce evită prevederea unui dezechilibru sistematic la începutul prelucrării mecanice și reduce prin urmare cantitatea de metal care trebuie înlăturată, ciclul de lucru fiind accelerat ; *2*— descompunerea dezechilibrului în două plane, ceea ce permite să se atace mereu contragreutățile în aceleași puncte, piesa fiind orientată în același fel în timpul lucrului și putîndu-se prelucra ambele extremități deodată *3*— prevederea unor posturi diferite pentru măsurarea dezechilibrului inițial și controlul dezechilibrului final.

În acest mod, toate posturile mașinii lucrează simultan, ceea ce este indispensabil pentru o producție de serie mare.

Complet automată, mașina este de tipul transfer. Metalul în surplus este înlăturat prin frezare, ceea ce permite efectuarea echilibrării într-o singură trecere. Mașina se compune în esență din : 1) un post de intrare în care arborele cotit este astfel orientat, încît axele manetoanelor să fie în același plan vertical (pentru un arbore cotit de aproximativ 7 kg, destinat unui motor cu patru cilindri, cadența fiind de 120 piese/oră ; 2) un post de măsurare a dezechilibrului pe un leagăn oscilant, turația fiind peste cea critică de rezonanță ; 3) trei posturi în care se înlătură succesiv metalul în surplus în diferitele plane ; 4) un post de spălare ; 5) un post de măsurare a dezechilibrului rezidual ; 6) un post de evacuare în care se diferențiază piesele bune de cele care necesită o remediere.

Mișcările organelor mecanice sînt comandate prin relee și electrovalve.

Un calculator electronic execută următoarele operații : 1) determină, în amplitudine și fază, dezechilibrele situate în planele mediane ale palierelor extreme ; 2) repartizează aceste dezechilibre între planele contragreutăților extreme ; 3) proiectează pe acestea din urmă pe două plane ortogonale care trec prin axa palierelor ; 4) dacă unul sau doi vectori componenți ies din unghiul format de contragreutățile extreme raportează masa echivalentă în celelalte două plane ale contragreutăților ; 5) determină cursele utile ale unităților de frezare în funcție de masa care trebuie înlăturată ; 6) înregistrează aceste date într-un registru corespunzător diferitelor posturi ale măsurii ; 7) măsoară, la fiecare post, cursa utilă a unităților de frezare ; 8) măsoară dezechilibrul rezidual ; 9) identifică piesele bune față de cele care trebuie remediate.

C.A.

Recenzii

B. Horovitz. **Reductoare și variatoare de turație.** București, Editura tehnică, 1963, 567 pag., 243 fig., 176 tab., 20 anexe.

În cadrul primului capitol al lucrării se definesc și se clasifică reductoarele, indicîndu-se totodată criteriile de alegere a diferitelor tipuri de transmisie în funcție de caracteristicile constructive și economice respective.

În continuare sînt considerate, sub aspectul calculului și proiectării, tipurile principale de transmisii. Astfel, capitolul următor cuprinde analiza reductoarelor cu angrenaje cilindrice. Criteriile de alegere a diferitelor tipuri de roți dințate, calculul geometric și de rezistență, în marea majoritate sub formă de nomograme și tabele, formează problemele mai importante tratate în cadrul acestui capitol. Pentru o mai ușoară înțelegere, calculul este precizat și printr-o serie de exemple concludente.

În capitolul trei se analizează reductoarele cu angrenaje conice. Ca și în capitolul precedent se precizează criteriile de alegere a diferitelor tipuri de roți dințate conice, se dezvoltă calculul dimensional și de rezistență și se prezintă exemple de calcul.

În cadrul acestui capitol sînt tratate și angrenajele cu dantură paloidă, eloidă și spirală.

În cadrul următoarelor capitole sînt prezentate reductoarele cu angrenaje elicoidale și hipoide, angrenajele planetare și reductoarele cu angrenaje melcate. Aspectele de calcul se referă la reductoarele cu angrenaje încrucișate și la cele planetare. Cinematica angrenajelor planetare ocupă un spațiu suficient în această parte a expunerii. În ce privește angrenajele melcate, pe lîngă domeniul de utilizare, calculul dimensional și de rezistență, sînt puse în evidență și soluțiile constructive adecvate împreună cu criteriile de alegere a materialului pentru elementele constructive fundamentale.

Un capitol special tratează despre construcția reductoarelor cu roți dințate cilindrice și conice. Capitolul cuprinde soluții constructive și criterii pentru alegerea materialului pentru elementele de bază ale reductoarelor : roți dințate, arbori, carcase, sisteme de ungere. Un loc important îl ocupă condițiile tehnice de fabricație și montaj, normele de încercare și recepție, precum și prescripțiile de exploatare.

Capitolul opt prezintă variatoarele de turație,descriind întreaga gamă care începe cu roțile de fricțiune, continuă cu variatoarele frontale, conice, sferice, toroidale cu discuri multiple și se sfîrșește cu variatorul cu conuri deplasabile. Se precizează metodele de calcul, problemele tehnologice respective și soluțiile constructive.

Un număr de 20 anexe cuprinde date constructive, standardizate și tabele cu funcții trigonometrice folosite curent în calculul reductoarelor.

O bogată bibliografie completează lucrarea.

Prin felul judicios în care este tratat materialul și prin sistematizarea relațiilor de calcul în tabele și nomograme însoțite de numeroase exemple de calcul, lucrarea este de un real folos proiectanților și tehnicienilor din institutele de proiectări de mașini. În același timp poate fi foarte utilă studenților din institutele tehnice de învățămînt superior.

I. Bălănescu

C. Țurcanu și N. Ganea. **Pompe volumice.** București, Editura tehnică, 1963, 380 pag.

Lucrarea se referă la pompele în care transportul lichidului se realizează prin volume definite cu ajutorul unor organe de închidere.

În prima parte a lucrării apar elementele necesare de teorie în legătură cu scurgerea lichidelor, împreună cu unele probleme de bază ale pompelor. În cadrul elementelor de hidraulică sînt definite o serie de noțiuni utile, ca : lichid ideal sau real, greutate specifică, densitate, viscozitate ; sînt analizate aspectele caracteristice ale scurgerii prin conducte sau orificii : ecuația de continuitate, debitul, regimul de scurgere, pierderile în conducte, pierderile de presiune în orificii ; se prezintă elementele de calcul pentru conducte : diametrul interior, pierderile de presiune, calculul de rezistență și al izolației termice. În ce privește problemele de bază ale pompelor sînt arătate pe scurt aspectele legate de debit, elementele necesare precizării noțiunii de caracteristică a pompei și de cavitație.

În capitolul următor sînt prezentate pompele cu piston. După clasificarea pompelor în funcție de modul de funcționare, poziția cilindrilor sau presiune, se indică schemele funcționale mai obișnuite, trecîndu-se la analiza particularităților constructive ale tipurilor utilizate în industrie. Un loc mai important în cadrul expunerii îl deţine calculul hidraulic şi cinematic al acestor pompe. Nu se omite în cadrul paragrafului nici aspectul caracteristic al uniformizării debitului prin acumulatoare hidropneumatice. Calculul de rezistenţă este suficient de dezvoltat. Prezentarea pompelor cu piston este completată cu unele elemente de tehnologie a fabricaţiei, încercări, exploatare, întreţinere, tipuri constructive.

În continuare se expun pompele cu pistonaje de tip axial şi radial, utilizate în cadrul acţionărilor hidraulice. Problemele particulare respective în legătură cu calculul cinematic şi dinamic, calculul de rezistenţă, determinarea forţelor de acţionare sînt tratate succint.

Prezentarea pompelor cu membrană ocupă, în cadrul lucrării, un spaţiu mai redus. Din capitolul resectiv se reţin detaliile de construcţie pentru cîteva tipuri specifice de pompe cu membrană şi nomograma pentru determinarea elementelor geometrice.

Datorită importanţei lor practice şi multitudinii domeniilor de utilizare, pompele cu roţi dinţate se bucură de o analiză mai amănunţită. Capitolul respectiv se referă în special la pompele cu angrenare exterioară, cele mai folosite. Se prezintă expresiile pentru calculul hidraulic, cinematic şi dinamic, cum şi calculul necesar pentru proiectarea organelor respective. Pierderile prin scăpări, mecanice, hidraulice, la aspiraţie şi problemele randamentului sînt mai pe larg analizate. Pompele cu angrenare interioară sînt prezentate, pe scurt, din punct de vedere constructiv.

Capitolele următoare cuprind noţiunile corespunzătoare necesare cunoaşterii pompelor mai puţin răspîndite în exploatare, ca : pompe cu şurub, pompe cu palete, cu inel lichid, cu piston rotitor, cu palete oscilante, cu loburi, cu piston plonjor etc.

În cadrul ultimului capitol sînt precizate o serie de consideraţii în legătură cu domeniile de utilizare a pompelor, cu principiile alegerii tipului necesar de pompă şi cu problema determinării puterii motorului de antrenare.

O serie de anexe, cuprinzînd caracteristici de pompe, nomograme de calcul, standarde de dimensiuni, măresc utilitatea conţinutului.

În concluzie, lucrarea prezentată poate fi considerată ca foarte utilă în cadrul exploatării, putînd fi consultată cu real folos şi de tehnicienii şi inginerii din institutele de proiectare sau din uzinele constructoare de maşini. Mai poate fi utilă studenţilor din institutele tehnice superioare în cadrul proiectelor de instalaţii, utilaje sau maşini în care pompa apare ca un element component.

M. Soare

D. P. POSPELOV. **Motoare cu ardere internă răcite cu aer.** Moscova, Maşghiz, 1961.

În ultimii ani au apărut lucrări privind motoarele cu ardere internă răcite cu aer, cele mai multe ocupîndu-se de studierea motoarelor cu carburator.

Ideea de a efectua răcirea motoarelor cu aer a stat la baza construcţiei primelor motoare cu ardere internă. Ulterior, constructorii de motoare au fost nevoiţi să renunţe la acest procedeu de răcire, deoarece transmiterea căldurii de la camera de ardere direct către aerul de răcire nu era asigurată în măsură satisfăcătoare de proprietăţile termomecanice ale materialelor utilizate în construcţia chiulasei şi cilindrului. Înlocuirea răcirii cu aer prin răcirea cu apă a contribuit într-o măsură importantă la dezvoltarea într-un ritm rapid a construcţiei de motoare de mare putere. Numai în ultimul timp, prin crearea de aliaje de aluminiu de înaltă calitate, caracterizate printr-un coeficient de conductibilitate termică ridicat şi avînd o rezistenţă mecanică satisfăcătoare la temperaturi ridicate, concomitent cu efectuarea unor studii teoretice şi încercări experimentale, a apărut posibilitatea utilizării pe scară mai largă a motoarelor cu ardere internă răcite cu aer. Aşa, spre exemplu, răcirea cu aer caracterizează toate motoarele de motociclete şi de automobile de mic litraj (pînă la 0,5 l). În motoarele de aviaţie acest mod de răcire a avut de asemenea o largă răspîndire, fiind favorizat de posibilitatea folosirii unor mase mari de aer cu temperatură relativ coborîtă. Deşi condiţiile sînt mai puţin favorabile în cazul motoarelor de automobil, progresul atins în tehnica răcirii cu aer permite să se tragă unele concluzii pozitive în legătură cu utilizarea ei în aceste motoare. Acest lucru este ilustrat de ritmul anual de creştere a numărului motoarelor cu carburator şi Diesel răcite cu aer, depăşind 30% din motoarele fabricate.

Materialele existente în literatura de specialitate, în majoritatea cazurilor, prezintă numai anumite aspecte ale teoriei şi construcţiei motoarelor cu ardere internă răcite cu aer. Astfel, lucrările publicate în acest domeniu nu prezintă o metodă de calcul a sistemului de răcire cu aer şi a elementului ei principal, ventilatorul.

În lucrarea sa „Motoare cu ardere internă răcite cu aer", D. P. Pospelov a încercat, ca folosind datele furnizate de constructorii sovietici, precum şi cele prezentate în literatura străină de specialitate, să generalizeze acest material prin analiza construcţiilor de motoare cu ardere internă răcite cu aer şi să schiţeze o metodică de calcul aproximativ al sistemului de răcire.

Cartea se adresează specialiştilor în domeniul construcţiei de motoare şi are patru părţi dezvoltate pe 556 pagini de text şi 331 figuri.

În prima parte, care cuprinde cinci capitole, se expun bazele răcirii cu aer a motoarelor cu ardere internă.

După ce, în primul capitol se studiază schimbul de căldură în motoarele răcite cu aer, acordîndu-se o atenţie deosebită încărcării termice şi bilanţului energetic al motorului, repartiţiei pierderilor de căldură ce caracterizează ciclul motor şi eficacităţii nervurilor de răcire, în al doilea capitol se analizează starea termică a motorului răcit cu aer şi influenţa ei asupra mărimilor care caracterizează diagrama indicată şi pierderile mecanice prin frecări.

În cel de-al treilea capitol se analizează aerodinamica sistemului de canale care determină traiectoria aerului de răcire de la intrarea sa în ventilator şi pînă la refularea în mediul ambiant.

Ultimele două capitole ale primei părţi sînt consacrate calculului sistemului de răcire cu aer şi respectiv, reglajului răcirii, precizîndu-se modul de calcul al parametrilor principali ai sistemului de răcire ca : debitul şi presiunea aerului de răcire, suprafaţa de răcire necesară, dimensiunile nervurilor, transferul de căldură prin suprafeţele nervurate şi puterea consumată pentru antrenarea ventilatorului.

În partea a doua, avînd trei capitole, autorul se ocupă de particularităţile constructive şi indicii care caracterizează funcţionarea motoarelor răcite cu aer.

În primul capitol al acestei părţi se studiază parametrii constructivi principali ai motoarelor răcite cu aer, cum ar fi : diametrul cilindrului, raportul dintre cursa pistonului şi diametrul cilindrului, numărul de cilindri, raportul de comprimare, greutatea specifică a motorului etc.

Analizînd indicii tehnico-economici şi caracteristicile de exploatare ale motoarelor răcite cu aer în comparaţie cu motoarele răcite cu apă, autorul pune în evidenţă avantajele şi dezavantajele celor două categorii de motoare.

În cel de-al treilea capitol se prezintă construcţia pieselor principale ale motoarelor răcite cu aer, cum ar fi : cilindrul, chiulasa, pistonul, arborele cotit, mecanismul de distribuţie, arătîndu-se influenţa materialului şi tehnologiei de execuţie asupra construcţiei acestor piese.

În partea a treia a lucrării se prezintă construcţiile existente de motoare răcite cu aer. Cele două capitole aferente acestei părţi se ocupă de motoarele Diesel şi respectiv motoarele cu carburator răcite cu aer, analizîndu-se atît construcţiile străine, cît şi cele sovietice. O atenţie deosebită se acordă motorului răcit cu aer cu care este echipat automobilul „Zaporojeţ".

Ultima parte a lucrării este consacrată studiului organului principal al sistemului de răcire, ventilatorul. În primul capitol al acestei părţi se analizează parametrii care caracterizează funcţionarea ventilatorului : presiunea, debitul, turaţia, puterea, randamentul şi caracteristica ventilatorului.

Următoarele două capitole au ca obiect studiul ventilatorului axial şi respectiv centrifugal, punînd-se un accent deosebit pe acţiunea forţelor asupra profilului paletei, precum şi pe interdependenţa dintre viteze şi caracteristica aerodinamică a profilului.

Alegerea şi calculul ventilatorului pentru motorul răcit cu aer constituie obiectul ultimului capitol al lucrării, care se încheie cu prezentarea a patru exemple de calcul privind cele două tipuri principale de ventilatoare : axial şi centrifugal.

Scrisă deosebit de clar, lucrarea lui D. P. Pospelov contribuie la întregirea tabloului construcţiilor moderne de motoare cu ardere internă răcite cu aer.

Ing. *Vsevolod Radcenco*

Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. **XIII** nr. 6, 1962.

Revista cuprinde 12 studii şi o notă.

Structuri reologice — M. Mişicu.

Ca urmare a unei lucrări precedente, se prezintă elemente de densităţi tensoriale şi forme exterioare.

Asupra problemei plane a teoriei elasticităţii în coordonate curbilinii oarecare — II. Stare de solicitare — P. P. Teodorescu.

În continuarea unei lucrări anterioare, se studiază problemele legate de starea de tensiune şi starea de deformaţie în problema plană a teoriei elasticităţii, cu referire specială la cazul unei stări de tensiune plană, în coordonate curbilinii oarecare.

Rezolvarea problemei plane a teoriei elasticităţii în cazul unor forţe masice oarecare — C. Teodosiu.

Autorul elaborează o metodă care permite determinarea unei soluţii particulare a sistemului de ecuaţii ale problemei plane în cazul general al domeniului multiplu-conex şi al unor forţe masice care satisfac condiţii de regularitate foarte largi, prin integrale singulare bidimensionale şi prin determinări de primitive în cazul forţelor masice, ale căror componente sînt funcţii analitice de coordonate.

Teoria statistică a proprietăţilor deformative ale betonului — M. Tannenbaum.

Se prezintă proprietăţile deformative ale betonului solicitat la compresiune centrică, mecanismul deformării betonului sub încărcări de scurtă durată, modelul mecanic statistic al betonului şi diagramele teoretice la compresiune pe baza acestuia.

Teoria de încovoiere la învelitori cilindrice cu rază de curbură variabilă — M. Mihăilescu.

Autorul deduce ecuaţia de rezolvare a problemei determinării eforturilor în învelitorile cilindrice cu rază de curbură variabilă.

Probleme de profilare economică a construcţiilor hidrotehnice (Profiluri optime hidraulice). — Cr. Mateescu.

Se iau în considerare condiţiile optime economice, exprimate matematic prin condiţiile la maximum ale unei funcţii care uneori este numai parţial definită.

Domeniul de aplicabilitate a metodelor de cercetare cinematică a mecanismelor plane articulate — N. I. Manolescu, I. Erceanu, P. Antonescu.

Se prezintă metodele P. Goodmann şi Mohr-Modrey folosind ecuaţiile clasice vectoriale pentru compunerea vitezelor şi acceleraţiilor, arătîndu-se domeniul de aplicabilitate a fiecărei metode în funcţie de structură şi stabilindu-se metoda cinematică cea mai eficientă pentru studiul de analiză şi sinteză, pentru fiecare mecanism caracteristic cu opt elemente.

Sinteza mecanismelor cu came la prescrierea valorilor arcelor de came — Chr. Pelecudi, R. C. Bogdan.

Lucrarea tratează determinarea profilului camei în condiţia cunoaşterii legii după care trebuie să varieze lungimea arcului său în raport cu deplasarea sa, luînd în considerare şi restricţiile impuse de realizarea practică a mecanismelor cu came

Contribuţii asupra cercetării uzurii roţilor dinţate cu ajutorul izotopilor radioactivi — A. Chişu, D. Maroş, T. Albu, G. Hulpe, D. Mateişanu, A. Daly, A. Szabo.

Lucrarea prezintă o metodă pentru determinarea uzurii cu ajutorul izotopilor radioactivi, indicînd avantajele care rezultă şi procesul tehnologic al încercărilor. S-au trasat curbe calitative de uzură care arată evoluţia uzurii funcţie de timp şi încărcare. Pentru estimarea cantitativă a uzurii se prezintă calculul uzurii pentru roţile dinţate încercate. Se dau rezultate preliminarii asupra determinării uzurii în funcţie de timp şi încărcare.

Aspecte tridimensionale ale tranziţiei provocate de un jet de intensitate mică pe o placă plană în scurgerea incompresibilă — I. — St. Săvulescu, Gh. Darie, V. Toma.

În lucrare se prezintă prima parte a investigaţiilor experimentale asupra tranziţiei, urmărindu-se stabilirea influenţei pereţilor asupra zonei laminare care începe la bordul de atac al plăcii, încercarea şi verificarea metodei de provocare artificială a tranziţiei printr-un jet de intensitate mică şi parţial studiul dezvoltării stratului-limită influenţat de acest jet.

Asupra similitudinii saltului hidraulic — C. Iamandi.

Autorul stabileşte o relaţie funcţională asupra similititudinii mişcării studiate, după precizarea elementelor hidraulice fundamentale.

Vibraţiile palelor rotoarelor reactive de elicopter — Al. Marinescu.

Se stabileşte ecuaţia vibraţiilor forţate ale palelor după precizarea modului în care masa concentrată a aeroreactorului influenţează asupra frecvenţei proprii a palei.

Revista cuprinde şi nota cu titlul: *Torsiunea unor bare prismatice cu secţiuni asimetrice*, de E. Deutsch.

C. A.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. XIV, nr. 1, 1963.

Revista Institutului de mecanică aplicată,,Traian Vuia'' al Academiei Republicii Populare Romîne, nr. 1, 1963, cuprinde 14 studii, o notă, o cronică şi recenzii.

Structuri reologice (II) — M. Mişicu.

Autorul studiază conexiunea tensorială de tip (m, n) finită, precum şi proprietăţile de transformare a tensorilor de tip (m, n), (n, m), introducîndu-se şi noţiunea de conexiune statistică, obţinută prin definirea unor probabilităţi ale invarianţilor construiţi cu elementele bazei spaţiului tensorial de tip $(m. n)$, $(n. m)$.

Flambajul conductelor forţate datorit presiunii interioare — P. Augustin.

Stabilitatea conductelor forţate este studiată în ipoteza posibilităţii deplasării axiale a capetelor. Problema este soluţionată prin rezolvarea unei ecuaţii transcendente în funcţii Airy. Rezultatele sînt date sub formă de diagrame şi tabele.

Asupra problemei plane a teoriei elasticităţii în coordonate curbilinii oarecare — P. P. Teodorescu.

Autorul formulează problemele teoriei elasticităţii în caz plan în coordonate curbilinii oarecare, deosebindu-se rezolvarea acesteia în tensiuni faţă de aceea în deplasări. Se indică unele procedee de calcul.

Articulaţia plastică în calculul plastic al structurilor de beton armat — V. Petcu.

Se stabileşte capacitatea de rotire a articulaţiei plastice la încovoiere şi se determină valoarea limită a coeficientului de redistribuţie la structuri static nedeterminate de beton armat.

Calculul discurilor de grosime variabilă în mişcare de rotaţie prin metoda de recurenţă a celor trei necunoscute — M. Blumenfled.

Autorul aplică metoda de recurenţă a celor trei necunoscute la calculul discurilor elastice, de grosime variabilă, supuse unei mişcări de rotaţie. Lucrarea prezintă şi un exemplu de calcul.

Calculul cadrelor spaţiale etajate axial-simetrice prin ecuaţii cu diferenţe finite — E. Keintzel.

Se stabilesc expresiile necunoscutelor statice ale cadrelor spaţiale axial-simetrice monotone, solicitate de sarcini orizontale.

Aspecte privind evoluţia uzurii şi temperaturii unor cupluri radioactive bronz-oţel, — D. Pavelescu şi I. Iliuc.

Autorii au verificat caracterul liniar al curbelor de uzură care pot caracteriza materialul şi uleiul.

Contribuţii la determinarea stării cinematice a unui mecanism prin metoda sistemelor conjugate — R. Voinea şi M. Atanasiu.

Folosind metoda sistemelor conjugate din statica construcţiilor, autorii determină starea de viteze şi de acceleraţii a unui mecanism, reducînd problemele de cinematică la probleme de statică.

Proiectarea mecanismelor hidraulice cu elemente bipoziţionale, — L. Livovschi.

Autorul expune un procedeu grafoanalitic pentru sinteza mecanismelor hidraulice, ilustrat de un exemplu de mecanism hidraulic cu elemente bipoziţionale.

Studii asupra unui angrenaj cilindroconic, — I. Szekely.

Autorul studiază elementele geometrice şi cinematice ale angrenajului construit dintr-o roată dinţată cilindrică cu dantură dreaptă şi o roată dinţată conico-evolventică, fixate pe axe concurente. Angrenajul permite transmiterea corectă a mişcării şi a unor puteri mari.

Asupra unor invarianţi cinematici de ordin superior în mişcarea spaţială a solidelor rigide — E. Croitoru.

In lucrare se prezintă expresiile componentelor acceleraţiilor de ordin oarecare şi invarianţii cinematici care corespund mişcărilor spaţiale ale unui solid rigid, determinîndu-se locurile geometrice ale punctelor unui rigid cu acceleraţiile de ordin oarecare egale cu zero.

Metoda funcţiilor analitice în hidrodinamica lichidelor vîscoase — D. Ionescu.

Autorul elaborează o metodă generală pentru integrarea ecuaţiilor bidimensionale ale mişcărilor lente ale fluidelor vîscoase, folosind teoria funcţiilor de variabilă complexă.

Determinarea lungimii saltului hidraulic — C. Iamandi. În lucrare se prelucrează adimensional, pe baza relaţiei funcţionale a saltului hidraulic, funcţie de numărul Froude în prima secţiune conjugată, relaţiile recomandate pentru determinarea lungimii acestuia. Se stabileşte o nouă relaţie, verificată experimental la trei scări.

Curgerea tranzitorie a gazelor în conducte magistrale (II), — H. Pascal.

Autorul studiază problema curgerii tranzitorii a gazelor în conducte magistrale, în vederea stabilirii unor metode practice pentru determinarea caracteristicilor hidrodinamice ale conductelor şi prevederii variaţiei debitului şi presiunii în punctul de alimentare, funcţie de variaţia acestora în punctul de consum.

C. A.

Studii şi cercetări de energetică. Seria B. Termoenergetică şi utilizarea energetică a combustibililor, tom. XII, nr. 3, 1962.

Revista cuprinde cinci articole din domeniul termoenergeticii şi al termotehnicii, precum şi trei articole din domeniul utilizării energetice a combustibililor.

Aspecte privind influenţa viscozităţii combustibilului lichid asupra arderii şi radiaţiei flăcării — V. Ghia, I. Spahiu, E. Fercală.

Autorii şi-au propus să precizeze influenţa viscozităţii combustibilului lichid asupra arderii şi radiaţiei flăcării în arzătoarele turbionare de păcură. S-au experimentat două soluţii constructive, prima la care turbionarea se realiza numai prin intrarea tangenţială a aerului în carcasă şi a doua cu efect de turbionare. Viscozitatea combustibilului a fost variată între 3 şi 16°E. Lucrările experimentale au arătat că efectul viscozităţii asupra arderii şi radiaţiei flăcării se micşorează o dată cu creşterea gradului de turbioane.

O metodă de calcul al comportării la detonaţie a motoarelor cu aprindere prin scînteie — L. Stoian.

Autorul elaborează o metodă de calcul al comportării la detonaţie în cadrul căreia precizează un criteriu de detonaţie a cărui valoare indică eventualitatea apariţiei detonaţiei. În lucrare se determină, pe baza metodei elaborate, cifra octanică a benzinei necesare unui motor dat şi eficienţa măsurărilor constructive care se iau pentru adaptarea unui motor la benzina disponibilă, din punctul de vedere al evitării detonaţiei.

Eficacitatea alimentării mixte la motoarele Diesel — M. Untaru, Gh. Bobescu, V. Cîmpeanu.

Autorii prezintă lucrările experimentale efectuate asupra motorului de tractor D — 35 adaptat la funcţionarea cu admisiune de combustibil în colectorul de admisiune pentru promovarea autoaprinderii şi arderii combustibilului injectat prin injector. Din lucrare reiese o creştere, pe această cale, a puterii cu aproximativ 4% şi o reducere a consumului specific de combustibil cu aproximativ 9%.

Instalaţie pentru cercetarea pulverizării combustibililor lichizi la presiuni şi temperaturi variabile — C. I. Manea, M., Stratulat, S. D. Munteanu.

Articolul descrie instalaţia autorilor pentru studiul pulverizării combustibililor lichizi la presiuni şi temperaturi variabile, indicîndu-se posibilităţile de cercetare ale acestora şi primele rezultate experimentale obţinute.

Asupra funcţionării ansamblului conductă de transport-turbină în regimuri staţionare diferite de cel nominal — I. Cserveny.

Lucrarea analizează funcţionarea în comun a unei conducte lungi şi a unei turbine de destindere în regimuri staţionare, dezvoltînd în acest scop diagrama caracteristică a conductei şi a turbinei în acelaşi sistem de coordonate şi reducînd cazul conductelor complicate la o conductă echivalentă de diametru constant.

Spectrul infraroşu al cărbunilor din Valea Jiului — I. Blum, D. Bîrcă-Gălăţeanu, I. Nistor, L. Arcan.

Lucrarea stabileşte diferenţieri ale bandelor de absorbţie între cărbunii aglutinanţi şi cei slab aglutinanţi.

Studiul însuşirilor de cocsificare a cărbunilor din diverse strate ale bazinului Anina — I. Blum, C. Soroceanu, Fr. Barca, G. Bogdan, C. Novac, M. Popescu.

Obţinerea cocsului metalurgic cu conţinut redus de sulf şi rezistenţă mecanică superioară din huile de gaz şi var. Cercetări în fază pilot — I. Epure.

Revista publică şi următoarele note : *Influenţa recomprimării intermediare asupra corelaţiei debit-putere la o conductă de transport echipată cu o turbină de trecere* — I. Cserveny; *Influenţa unor adaosuri asupra viscozităţii zgurei cărbunelui de Rovinari* — G. Şinger, V. Bălan; *Cercetări de măcinare a lignitilor de Rovinari şi Filipeştii de Pădure cu ajutorul morii ventilator de 4 t/h* — N. Pănoiu, I. Carabogdan, G. Crăciuneanu; *Măcinibilitatea lignitilor din bazinul Olteniei* — N. Pănoiu, I. Carabogdan, G. Crăciuneanu.

C. A.

Lucrările Institutului de maşini. Seminarul de teoria maşinilor şi mecanismelor, tom. XXIII, 89—90. Moscova, Izd. Akad. Nauk S.S.S.R., 1962.

Cele două caiete (89—90) cuprind 13 comunicări.

Echilibrarea automată a rotoarelor prin metoda tatonărilor experimentale — L. A. Rastrighin.

Se tratează problema în cadrul sintezei dinamice a mecanismelor. Metoda tatonărilor rezolvă echilibrarea automată prin optimizarea unor funcţii de vibraţie a reazemelor.

Cercetarea interacţiunii a două elemente flexibile în contact — B. L. Davidov.

Se determină, în vederea calculului transportoarelor cu bandă, repartizarea presiunilor specifice dintre două corpuri flexibile care reazemă pe două role ideale, fiind tangente între ele pe întreaga lungime dintre reazeme, precum şi tensiunile în lungul elementelor flexibile etc.

Aproximarea prin arce de cerc a unui profil de camă cu tachet plan — I. I. Tartakovski şi I. V. Epstein.

Pentru proiectarea şi fabricarea camelor cu tachet plan se dă o metodă valabilă la orice lege de mişcare a tachetului, cu posibilitatea modificării condiţiilor de aproximare pe porţiunile diferite ale profilului camei.

Asupra teoriei lui Freudenstein şi a unor metode grafoanalitice de analiză şi sinteză a mecanismelor patrulatere — L. N. Borisenko.

Se deduce pe o cale simplă relaţia lui Freudenstein, aplicînd metoda lui Artobolevski de formare a mecanismelor prin adăugarea de grupe de elemente.

Unele rezultate ale utilizării calculatoarelor electronice numerice pentru sinteza mecanismelor patrulatere articulate — I. B. Liudmirskaia.

Se prezintă metodele şi rezultatele obţinute la folosirea calculatorului numeric Ural pentru sinteza mecanismelor patrulatere articulate.

Proiectarea mecanismelor directoare — L. N. Rezetov.

Se expune metoda grafoanalitică de proiectare a mecanismelor directoare liniare şi circulare, după condiţia de tangenţă de ordinul doi.

Sinteza reductoarelor planetare pe baza tabelelor şi graficelor — O. N. Levitskaia.

Se dau tabele şi grafice necesare alegerii schemei cinematice optime pentru reductoarele planetare cu roţile dinţate pe un singur rînd.

Proiectarea mecanismelor directoare Evens şi Watt — L. N. Rezetov.

Se prezintă formulele de calcul pentru proiectarea mecanismelor Evens şi Watt.

Despre condiţiile de montaj al reductoarelor planetare cu satelit dublu — O. N. Levitskaia.

Se prezintă analiza schemelor de montaj al reductoarelor planetare cu satelit dublu.

Asupra unor proprietăţi ale curbelor algebrice şi a utilizării lor în sinteza mecanismelor — L. N. Borisenko.

Se folosesc proprietăţile unor curbe algebrice de transformare a curbelor punctelor circulare şi a centrelor lui Burmester în cerc pentru rezolvarea sintezei mecanismului patrulater articulat.

Sinteza mecanismelor spaţiale cu came, cu un grad de libertate — T. N. Ghendzenadze.

Se elaborează ecuaţiile suprafeţelor de lucru ale camelor cu role conice sau hiperboloidale, care servesc la alegerea unghiului de presiune.

Metodele planului de fază şi studiul mişcării maşinilor — A. P. Besanov,

Se dezvoltă integrarea ecuaţiilor diferenţiale neliniare de ordinul doi în planul de fază, dîndu-se o metodă originală pentru construirea curbelor integrale.

Despre proiectarea grupelor de bare articulate care se alătură mecanismului cu trei elemente cu came — L. P. Soldatkin.

Se rezolvă problema proiectării mecanismului patrulater din bare articulate care se alătură unui mecanism cu trei elemente cu camă, asigurînd forţe de presiune constante în cupla superioară, precum şi problema proiectării mecanismului patrulater similar combinat cu unul cu came, cu moment constant aplicat axului camei.

C. Aramă

I. V. Kraghelski. **Frecarea şi uzura.** Moscova, Maşghiz, 1962.

Lucrarea este organizată în 12 capitole, cuprinzînd o analiză multilaterală, teoretică şi experimentală, a fenomenelor de frecare şi de uzură.

În capitolul 1 se dezvoltă problemele esenţiale, abordate într-un mod general, cu caracter introductiv; interacţiunea a două suprafeţe, frecarea interioară şi exterioară, degradarea şi distrugerea suprafeţelor. Capitolul 2 este consacrat problemei apropierii dintre două suprafeţe rugoase şi ariei efective de contact dintre acestea. Capitolul 3 abordează aspectele termice ale frecării, prezentînd calculul temperaturii locale dezvoltate, influenţa filmului superficial, distrugerea locală datorită încălzirii, tensiuni termice, metode pentru determinarea temperaturilor produse prin frecare etc. Capitolul următor se ocupă de tranziţia de la un tip de frecare la altul, iar capitolul 5 este consacrat examinării uzurii ca o consecinţă a frecării, dezvoltîndu-se modelarea şi calculul uzurii, teoria uzurii prin oboseală etc. Capitolul 6 face o analiză a teoriilor frecării şi prezintă metodele pentru calculul forţei de frecare. Capitolul 7 dezvoltă proprietăţile viscoelastice ale contactelor de frecare, influenţa duratei contactului pe suprafaţa reală de frecare şi vibraţiile mecanice de relaxare, iar capitolul 8 prezintă analiza frecării la limită în regim onctuos. În capitolul 9 se elaborează o teorie hidrodinamică a ungerii semifluide. Capitolul 10 este consacrat utilajului şi metodologiei studiului experimental al frecării şi uzurii. Capitolele 11 şi 12 prezintă materialele de fricţiune şi de antifricţiune.

C. A.

Richard Hänchen. **Metode noi în calculul de rezistenţă pentru construcţia de maşini.** München, Ed. Carl Hanser, 1956, 282 p., 308 fig. şi diagr.

În stadiul actual al dezvoltării industriei construcţiei de maşini lipsesc metode de calcul precise pentru solicitarea la oboseală a pieselor complicate. Pentru piese simple însă, care se utilizează în mare număr în construcţia de maşini, există baze de calcul sigure, astfel că se poate asigura utilizarea la limită a materialului. Lucrarea prezentată umple o bună parte din golurile existente în domeniul respectiv.

Primul capitol cuprinde noţiunile de bază ale rezistenţei la oboseală, o descriere succintă a încărcărilor ciclice, precum şi diagramele respective.

Următoarele două capitole tratează problema tensiunilor şi alungirilor, indicînd sistemele şi aparatajul pentru măsurarea alungirilor, prezentînd cele trei principii de bază ale rezistenţei şi elasticităţii materialelor.

În legătură cu problema rezistenţei oţelurilor de construcţie se examinează rezistenţa la oboseală a oţelurilor. Aspectul este suficient de amplu analizat şi din punctul de vedere al influenţei variaţiei diferiţilor factori, ca : temperatura, coroziunea, îndoirea la rece, tratamentul termic etc.

Capitolul următor tratează despre încărcarea elementelor statice, încărcări variabile, indicînd şi factorii de impact.

Descrierea solicitărilor elementelor, precum şi teoriile fundamentale cu privire la calculul solicitării reduse formează obiectul unui capitol separat.

În continuare este examinată influenţa crestăturilor, începînd cu noţiunile de bază, indicarea metodelor de determinare a coeficienţilor ; apar şi datele necesare de calcul privind : arbori cu crestături, raze de racord, canale de pene, găuri transversale etc.

În cadrul lucrării sînt prezentate şi date privind fixarea bucşelor prin fretaj pe arbori cilindrici sau conici a penelor etc.

Următoarele două capitole se referă la importanta problemă a tensiunilor reale în piesă, determinarea necesară fiind realizată pe bază de diagrame.

Ultimele trei capitole ale lucrării precizează date referitoare la coeficienţii de siguranţă existenţi sau necesari pentru încărcări diferite, indică solicitările admisibile pentru oţeluri supuse la încărcări statice sau dinamice şi prezintă metodele de calcul aplicate în construcţia de maşini.

Metodele de calcul expuse, referitoare la elemente curente de maşini, sînt aplicate în cadrul unui mare număr de axe, bolţuri, arbori cotiţi, şuruburi, biele etc.

Trebuie menţionat că se dă şi o amplă bibliografie cu 106 titluri.

Lucrarea se adresează în primul rînd proiectanţilor şi inginerilor, institutelor de studii şi proiectări, constituind un aport însemnat pe linia reducerii greutăţii pieselor de maşini. Poate fi utilizată şi de studenţii institutelor tehnice de învăţămînt superior.

I.B.

Giovani Castellani. **Calculul roţilor dinţate cu axe paralele sau concurente** (Il calcolo delle route dentate ad assi paralleli o concorrenti).

În editura ,,Revistei de mecanică ,,din Milano a apărut recent lucrarea ,,Calculul roţilor dinţate cu axe paralele sau concurente'' a dr. ing. G. Castellani titularul Catedrei de mecanică şi maşini a Institutului Tehnico-industrial Corni din Modena — Italia.

Lucrarea se adresează inginerilor şi constructorilor de angrenaje şi este împărţită în cinci părţi, tratînd toate problemele referitoare la calculul şi proiectarea angrenajelor cilindrice şi conice.

Partea întîi se referă la calculul geometric al roţilor dinţate cu profil în evolventă şi axe paralele. După precizarea simbolizării şi a definirii diferitelor elemente ale angrenajelor autorul prezintă bazele dimensionării geometrice a dintelui danturilor exterioare şi interioare. În continuare se tratează problema corijării, cu şi fără variaţia distanţei dintre axe, a gradului de acoperire şi a interferenţei.

În partea a doua autorul tratează calculul de rezistenţă la rupere şi la uzură a aceloraşi angrenaje, cu dinţi drepţi şi înclinaţi.

Partea a treia şi a patra se referă la calculul angrenajelor conice, din punct de vedere geometric, respectiv din punctul de vedere al rezistenţei.

Ultima parte a lucrării conţine exemple de dimensionare, tabele cu date şi tabele de calcul.

Lucrarea se încheie cu o bogată bibliografie recentă.

În prefaţă, autorul arată că titlul lucrării nu precizează suficient de bine conţinutul, întrucît a intenţionat a da ,,metode de conducere a calculului raţional al angrenajelor în evolventă, chiar şi pentru cei ce nu sînt specialişti în acest domeniu''. Din această cauză, pe lîngă calculele analitice, o caracteristică esenţială a lucrării rezidă în faptul că toate formulele care necesitau calcule laborioase s-au tradus în diagrame şi tabele, ceea ce conduce la o foarte mare uşurare a muncii de proiectare. Astfel lucrarea conţine 25 diagrame complet originale precum şi mai mult de 28 tabele.

Dintre diagrame se poate remarca în particular diagrama funcţiei k, care uşurează determinarea distanţei dintre axe la angrenajele corijate, precum şi diagrama funcţiei *f* referitoare la raza de curbură de la piciorul dintelui, care constituie puntea de trecere în caracteristicile geometrice şi sarcinile funcţionale.

Pentru determinarea rezistenţei la rupere şi la uzură, autorul prezintă formule care permit, prin intermediul unor coeficienţi, a se ţine seamă din aproape în aproape, de variatele circumstanţe de calcul şi utilizare.

În dimensionarea dintelui la uzură, se acordă o deosebită atenţie tratamentului termic, pentru care lucrarea pune la dispoziţia proiectantului tabele cu coeficienţi, determinaţi de autor pe bază experimentală şi comparaţi cu coeficienţi similari, recomandaţi de alţi autori.

Lucrarea conţine un număr de exemple de calcul de angrenaje cilindrice şi conice, precum şi modele de tabele ce trebuie să însoţească orice desen de roată dinţată.

Bibliografia se referă la un număr de 88 lucrări, tratate şi articole de reviste, punînd la dispoziţia cititorului o documentaţie recentă. De remarcat că ea este ordonată pe subiecte mari ca : lucrări cu caracter general, geometria angrenajelor, proiectare şi condiţii de funcţionare, criterii de corijare etc.

Prin conţinutul lucrării şi modul de prezentare al acestuia, autorul a reuşit să pună la îndemîna specialiştilor, ca şi celor ce nu sînt specialişti în acest domeniu, un material de bază, util şi accesibil, la nivelul actual al ştiinţei în problema proiectării angrenajelor, ceea ce reprezintă tocmai dorinţa şi partea meritorie a autorului.

E. B.

Vocabular de mecanică, în cinci limbi. Oxford, Pergamon Press ; Warszawa, W. N. T., 1962.

Dicţionarul este redactat în limbile engleză, franceză, rusă, germană şi polonă. El cuprinde domeniile mecanicii teoretice şi rezistenţei materialelor, tratînd : analiza vectorială, conceptele fundamentale ale mecanicii teoretice, cinematica unui punct şi a solidului rigid, mişcarea relativă, conceptele fundamentale ale dinamicii, lucru şi energie, statica, vibraţii etc., pe de o parte, şi eforturi şi deformaţii, încercări de materiale, bare, membrane, flambaj, şoc etc., pe de altă parte.

Ca organizare, dicţionarul are două părţi : prima parte cuprinde definiţiile termenilor în engleză, cu traducerile în celelalte limbi, iar partea a doua cuprinde indexurile termenilor în cele cinci limbi, aceştia fiind înregistraţi în ordine alfabetică, cei constituiţi din două cuvinte avînd în subtitlu şi cuvîntul calificativ corespunzător.

Precedarea fiecărui termen de o definiţie completă în limba engleză măreşte în mod considerabil utilitatea dicţionarului, uşurînd determinarea exactă a termenului căutat şi făcînd în acelaşi timp un pas înainte pe calea uniformizării.

Dicţionarul este deosebit de util studenţilor, inginerilor, cercetătorilor, care lucrează în domeniul mecanicii şi rezistenţei materialelor.

C. A.

Cronică

Prima consfătuire pe ţară a tehnologilor navali

În zilele de 12 şi 13 iunie 1963 a avut loc la Galaţi consfătuirea tehnologilor navali, organizată de Direcţia generală material rulant şi construcţii navale din M.M.C.M., avînd ca temă principală creşterea productivităţii muncii.

Afară de tehnologi au participat : proiectanţi, ingineri şi maiştri din producţie de la şantierele navale, precum şi delegaţi ai institutelor şi întreprinderilor, a căror colaborare cu şantierele contribuie la îmbunătăţirea tehnologiei (I.T.C.M.E., I.C.E.M., întreprinderea „Anticorosiv" etc.). O contribuţie deosebită a fost adusă, de asemenea, de Institutul politehnic-Galaţi.

În cadrul consfătuirii s-au prezentat referate şi comunicări, iar Şantierul naval Galaţi a organizat un schimb de experienţă cu demonstraţii practice privind unele metode tehnologice noi, experimentate şi aplicate în şantiere.

Consfătuirea a fost deschisă de director tehnic ing. *Tudor Radu* din M.M.C.M. — D.G.M.R.C.N., care, în referatul „Importanţa şi rolul tehnologilor în creşterea productivităţii la şantierele navale", a scos în evidenţă atitudinea nouă pe care trebuie s-o aibă tehnologii în activitatea lor — în special în şantierele nvale, unde complexitatea procesului tehnologic cere o permanentă activitate creatoare a tehnologului, pentru a asigura creşterea productivităţii. S-a accentuat asupra necesităţii de a extinde mecanizarea (în special la procesele cu muncă manuală grea), de a analiza şi a raţionaliza transporturile, de a perfecţiona în permanenţă procesele tehnologice pe baze ştiinţifice.

A fost subliniată, de asemenea, importanţa continuării şi extinderii acţiunii de unificare şi tipizare a subansamblurilor şi pieselor utilizate în construcţiile navale.

În referatul susţinut de ing. *Petre Georgescu* din M.M.C.M. — D.G.M.R.C.N., cu titlul „Nivelul tehnic actual în tehnologia construcţiilor navale şi sarcinile ce ne revin", au fost trecute în revistă ultimele realizări cunoscute în domeniul tehnologiei construcţiilor navale, analizîndu-se în paralel situaţia din şantierele noastre şi indicîndu-se căile de acţionat pentru continua îmbunătăţire şi modernizare a proceselor tehnologice şi creşterea productivităţii muncii.

S-au prezentat — în succesiunea fluxului tehnologic — metodele moderne de trasaj, trasajul optic la scară şi însemnarea prin fotoproiecţie (introduse recent şi la S.N.G.), mecanizarea curăţării de ţunder, protecţia prin pasivizare, debitarea automată cu maşini electronice, metode de asamblare de mare productivitate, importanţa introducerii în construcţie a noilor materiale sintetice şi a aliajelor uşoare, utilizarea aparaturii moderne electronice în mecanizarea, automatizarea şi urmărirea proceselor tehnologice etc. S-au reliefat, de asemenea, importanţa şi necesitatea extinderii tipizării, în vederea simplificării proceselor tehnologice şi aplicarea tehnologiei de grup la asamblarea secţiilor corpului.

Ing. *Gh. Catrinescu*, inginerş ef concepţie la S.N.G., în referatul „Principii şi metode noi în stabilirea şi elaborarea tehnologiei pentru construcţia unui tip nou de cargou", a prezentat tehnologia de principiu adoptată de şantier pentru asamblarea navei prin bloc-secţii (faţă de tehnologia de asamblare piramidală utilizată pînă acum la navele de categoria 4 500 tdw).

Corpul navei a fost împărţit în patru bloc-secţii (afară de suprastructură), care permit lărgirea frontului de lucru la asamblarea pe cală. Procesul tehnologic a fost împărţit pe etape şi s-au elaborat tehnologii de principiu pentru toate operaţiile tehnologice.

Participanţilor la consfătuire li s-au înmînat exemplare din procesele tehnologice tip, schemele de asamblare şi sudare a raioanelor şi bloc-secţiilor.

În continuare, ing. *Alex. Marinescu* din S.N.G. a prezentat referatul „Metodele tehnologice folosite în construcţia noului tip de cargou", arătîndu-le în detaliu. S-au expus şi difuzat participanţilor o parte din instrucţiunile tehnologice elaborate de S.N.G. pentru unele lucrări, ca de exemplu : alegerea elementelor prelucrării şi cusăturilor de sudură, alegerea materialelor şi regimurilor pentru prinderea şi sudarea cu arc electric, controlul şi corectarea cusăturilor de sudură, centrarea standurilor şi a paturilor universale etc. S-a prezentat, de asemenea, analiza economică a metodelor folosite, evidenţiind efectele pozitive asupra creşterii productivităţii muncii.

Tot din partea S.N.G., ing. *Iulian Corpaci*, în referatul „Tehnologia de grup — metodă de mare randament", a arătat principiile metodei, condiţiile create şi modul în care metoda a fost aplicată în şantier la prelucrările mecanice ale unor categorii de piese şi subansambluri. S-au arătat efectele aplicării metodei, ca de exemplu : creşterea productivităţii muncii, scăderea cheltuielilor de pregătire a fabricaţiei şi reducerea preţului de cost.

Ing. *B. Melega* din partea S. N. Olteniţa a prezentat referatul „Principalele direcţii de dezvoltare a aplicării maselor plastice în construcţiile navale din ţara noastră". După expunerea condiţiilor specifice impuse produselor din mase plastice, destinate construcţiilor navale, s-au arătat aplicaţiile acestora, stadiul şi perspectivele aplicării în şantierele noastre, privind : construcţia corpurilor pentru ambarcaţiuni şi nave mici, construcţia suprastructurilor, izolaţii, finisajul decorativ, acoperirea punţilor, înlocuirea unor piese sau ansambluri metalice (elice, ţevi, lagăre, angrenaje), protecţia anticorosivă a corpului, adezivii, confecţionarea de SDV etc. S-au scos în evidenţă rezultatele tehnico-economice ale introducerii maselor plastice în fiecare dintre domeniile menţionate, precum şi colaborarea şi sprijinul direct pe care este necesar să-l acorde institutele şi întreprinderile de specialitate ale M.I.P.Ch.

Din comunicările prezentate în cadrul consfătuirii mai menţionăm :

— „Utilizarea şi sudarea oţelurilor carbon şi oţelurilor slab aliate în construcţiile navale” (ing. *Vasile Lăcătuş* şi ing. *Sorin Folteanu* — S.N.G.), în care s-au prezentat rezultatele studiilor efectuate în şantier pentru stabilirea tehnologiei de prelucrare şi sudare a oţelurilor slab aliate, introduse în construcţia corpului (SHL4, MS-1, 0962) ;

— „Asupra degroşării cu flacără a oţelului SHL4” (conf. ing. I. Zgrumala — Institutul politehnic-Galaţi), în care s-au arătat rezultatele studiilor efectuate de institut în colaborare cu S.N.G. ;

— „Utilizarea aliajelor de aluminiu în construcţia navală” (ing. *Marcu*— I.C.E.M.) ;

— „Unele probleme tehnologice privind montarea arborilor intermediari la cargouri” (conf. ing. *I. Zgrumala* — I.P.G.).

În cursul discuţiilor au fost scoase în evidenţă şi preocupările pentru îmbunătăţirea tehnologiei din celelalte şantiere navale (U. M. Turnu-Severin, S. N. 1 Mai — Brăila etc.).

Cu ocazia vizitării şantierului naval din Galaţi au fost arătate o serie de procedee tehnologice introduse în şantier, făcîndu-se demonstraţii practice. Dintre acestea menţionăm :

— metoda şi aparatura de trasaj la scară şi însemnare prin fotoproiecţie ;

— sudarea semiautomată în mediu protector de CO_2 (cu aparatură executată la S.N.G.) ;

— sudarea automată a prezoanelor pentru fixarea căptuşelilor şi izolaţiilor (cu aparat realizat la S.N.G.) ;

— sudură automată de colţ cu doi electrozi ;

— sudarea pe stand electromagnetic, cap la cap, pe ambele părţi dintr-o singură trecere etc.

Consfătuirea a prilejuit un valoros schimb de experienţă între participanţi şi a contribuit la orientarea preocupărilor tehnologilor din şantierele navale, avînd ca prim obiectiv creşterea productivităţii muncii.

În încheiere, s-a stabilit un plan de măsuri care prevede, printre altele, ca în trimestrul IV/1963 să aibă loc viitoarea consfătuire a tehnologilor, la care, afară de referatele care vor fi prezentate, să fie arătat felul cum s-au îndeplinit sarcinile trasate la prima consfătuire şi rezultatele obţinute în creşterea productivităţii muncii.

Sesiunea tehnico-ştiinţifică a Institutului de proiectări de uzine şi instalaţii metalurgice

În zilele de 16—18 iunie a.c. a avut loc la Bucureşti sesiunea tehnico-ştiinţifică „Realizări şi perspective în proiectarea uzinelor siderurgice“, organizată de Institutul de proiectări de uzine şi instalaţii metalurgice.

În cadrul sesiunii s-au prezentat 67 referate în cele patru secţii : tehnologie, utilaje siderurgice, instalaţii şi construcţii.

Dintre referatele prezentate în cadrul secţiei tehnologie se menţionează :

Utilaje pentru deservirea cuptoarelor experimentale de cocs-brichete din R.P.R. de ing. *A. Voicu*, în care se descriu cuptorul vertical cu stingerea cocsului într-o instalaţie separată, cuptorul cu stingere încorporată, precum şi cuptorul tunel pentru oxidarea brichetelor, la care conveierul cu vagonete este rezolvat într-o formă originală.

Cuptoare pentru experimentarea fabricării cocsului-brichete în R. P. R., de ing. *S. Andrei*, ing. *V. Cîndea*, şi ing. *E. Ciobanu*.

Utilaje noi la fabricile de aglomerare, de ing. *N. Gaiţă* şi ing. *G. Petrescu*, în care se prezintă principalele utilaje proiectate la IPROMET şi executate pentru noile fabrici de aglomerare din ţara noastră.

Realizări noi în răcirea aglomeratului, de ing. *N. Blaga* şi ing. *N. Branişte*, în care se prezintă un răcitor inelar prevăzut cu un sistem de reglaj automat al vitezei de înaintare, cu ajutorul sesizoarelor de nivel.

Utilaje noi în secţiile de furnale şi comportarea lor în exploatare, de ing. *C. Popa*, în care se analizează o serie de utilaje ca : aparatul de încărcare a furnalului, sonda cu lanţ, clapele de egalizare, de eşapare şi clapa de strangulare, reglarea automată a distribuţiei aerului la gurile de vînt, şubărul de aer cald.

Sisteme de acţionare a clopotelor, de ing. *Maria Radu*.

Sisteme de alimentare a furnalelor, de ing. *C. Georgescu*, în care se prezintă aparatul de construcţie originală de tip IPROMET, care prezintă numeroase avantaje.

Cuptorul Martin de 400 t, de ing. *V. Ripeanu*.

Soluţii moderne aplicate în proiectarea şi execuţia melanjoarelor de mare capacitate pentru oţelării, de ing. *A. Marius* şi *F. Andrei*.

Acţionări hidraulice originale rezolvate în institut, de ing. *N. Padină*, în care, printre alte utilaje, se prezintă transbordoare pentru vagonete, de construcţie originală, cu împingător hidraulic montat pe sol pentru împingerea convoiului de vagonete în cuptorul de uscare a produselor refractare şi presa hidraulică pentru încercat ţevi, caracterizată printr-un înalt grad de automatizare şi control al operaţiilor.

Tendinţe noi în construcţia podurilor rulante metalurgice, de ing. *E. Metsch*.

Dintre referatele prezentate în secţia construcţii industriale se menţionează următoarele :

Probleme de construcţii şi fundaţii şi principii de soluţionare, cu aplicaţie la lucrările Combinatului siderurgic Galaţi, de acad. prof. ing. *Aurel Beleş*, ing. *V. Popescu* şi conf. ing. *I. Stănculescu*.

Mărirea capacităţii portante a grinzilor de rulare metalice, prin elemente posttensionate, de ing. *D. Hristea* şi ing. *I. Goncerenco*, în care autorii propun o sistematizare a calculului unei grinzi continue.

Utilizarea buloanelor de înaltă rezistenţă pentru îmbinarea construcţiilor metalice, de ing. *I. Otescu*.

Construcţia secţiilor de furnale, de ing. *I. Comissioner*, în care se tratează problema blindajului şi a construcţiei metalice pentru susţinerea furnalului.

Reconstrucţia de hale peste secţii în exploatare, de ing. *G. Foscolo*.

Mecanizarea lucrărilor de montaj ale construcţiilor siderurgice, de ing. *L. Guttman*, în care se prezintă o metodă nouă de montaj a podurilor transbordoare grele prin sistemul denumit elevator cu bandă.

Consideraţii teoretice şi practice asupra fundaţiilor de maşini, de ing. *W. Kargel*, în care se prezintă probleme complexe ridicate de proiectarea fundaţiilor de maşini grele şi soluţiile adoptate de IPROMET.

Uniformizarea halelor şi tipizarea elementelor constructive în vederea industrializării procesului de construcţii, de arh. *P. Mihalik*.

Calculul cadrelor industriale, de ing. *I. Druţu*, în care se prezintă o construcţie originală la calculul cadrelor cu stîlpi avînd secţiunea variabilă brusc în trepte, metoda preconizată putînd fi aplicată la cadre cu orice tip de stîlpi, indiferent de numărul treptelor, precum şi la stîlpii cu secţiune constantă.

Metode rapide pentru calculul cadrelor de ing. St. Dumitrache, în care autorul rezolvă probleme de calcul static al cadrelor industriale, folosind forme de bază complexe cu operaţii de suprarelaxare, la care aduce o rezolvare nouă, legată de faze de deplasări elastice, care are avantajul de a putea fi aplicată şi în cazurile în care condiţiile de convergenţă nu sînt realizate.

Comunicările şi referatele prezentate la această sesiune s-au caracterizat printr-un nivel tehnico-ştiinţific ridicat, fiind strîns legate de sarcinile concrete de dezvoltare a siderurgiei în ţara noastră.

Sesiunea tehnico-ştiinţifică UTN—IPB

În ziua de 20 iunie a.c., a avut loc la Uzinele Timpuri noi sesiunea tehnico-ştiinţifică organizată de Comitetul sindical al Facultăţii de mecanică din Institutul politehnic-Bucureşti şi Comitetul sindical al Uzinelor Timpuri noi.

După cuvîntul de deschidere rostit de tov. ing. *D. Lazăr*, directorul Uzinelor Timpuri noi şi de tov. prof. *L. Stoicescu*, decanul Facultăţii de mecanică din Institutul politehnic-Bucureşti, s-au prezentat următoarele referate :

— Cercetarea procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie pe baza diagramei indicate, cu considerarea adîncimii zonei de ardere, de conf. ing. *B. Grünwald*.

— Concepţia de dezvoltare în perspectivă a motoarelor şi compresoarelor fabricate de Uzinele Timpuri noi, de ing. *E. Măndescu*, în care se prezintă — folosind metoda similitudinii aplicată statistic — nivelul tehnic al motoarelor cu ardere internă cu puteri sub 200 CP și al compresoarelor cu piston, cu debite sub 10 m^3/min, fabricate în țară, în comparație cu cele mai moderne produse străine, arătîndu-se că este necesar un program de tipizare a fabricației acestor motoare și compresoare.

— Cîteva principii de metode raționale și eficiente pentru ridicarea calităților mașinilor cu piston, de prof. ing. *Al. Seleșteanu.*

— Unele observații cu privire la ungerea în regim nestaționar la motoare și compresoare, de ing. *S. Trestianu*, ing. *E. Rădulescu*, ing. *N. Oprea* și ing. *V. Bernaki*, în care sînt prezentate unele rezultate ale calculelor de proiectare pentru lagărele de bielă ale unor motoare cu ardere internă și compresoare cu piston.

— Poziția compresorului volumetric rotativ în raport cu compresorul cu piston, de prof. ing. *C. Stamatescu* și ing. *N. Grigoriu.*

— Concepția de dezvoltare în perspectivă a tehnologiei în fabricația de motoare și compresoare la UTM, de ing. *V. Cosoroabă*, în care se expune problema introducerii tehnologiei de grup în secția prelucrări mecanice a Uzinelor Timpuri noi, în condițiile fabricației de serie mică, analizîndu-se rezultatele obținute pînă în prezent la liniile experimentale pentru biele și arbori cotiți mici.

— Perspectiva folosirii barei de torsiune la agregatele motocompresoare, de ing. *P. Teodorescu* și ing. *G. Marinescu*, în care se prezintă avantajele constructive, tehnologice și economice, folosirea suspensiei cu bară de torsiune, arătîndu-se că bara compusă din elemente cu secțiuni dreptunghiulare este mai durabilă.

— Procedeele de umplere și influența turației asupra gradului de umplere la compresoare, de ing. *E. Rădulescu*, ing. *N. Oprea*, ing. *R. Manițiu* și *V. Ivănuș*, în care se arată stabilirea unei relații liniare între creșterile procentuale ale gradului de umplere global, turației și raportului de compresiune și determinarea, pe baza rezultatelor obținute, a curbelor de variație a gradului de umplere, care se compară cu cele obținute experimental.

— Eficiența tehnico-economică a tipizării și standardizării la produsele fabricate de UTN, de ing. *A. Oprescu*, în care se arată cum a fost rezolvată, practic, sarcina tipizării produselor, și anume : prin folosirea pieselor și organelor de mașini standardizate prin STAS, prin unificarea reperelor cu același rol în funcționarea motoarelor și compresoarelor (biele, cuzineți etc.) și prin tipizarea anumitor repere cu același rol funcțional (arbore cotit, chiulasă etc.), prezentînd o serie de date privind rezultatele obținute, precum și exemple care scot în evidență căi de raționalizare constructivă a motoarelor și compresoarelor.

În încheiere, tov. prof. ing. *C. Aramă*, membru corespondent al Academiei R.P.R., a subliniat importanța principală a acestor sesiuni tehnico-științifice comune în care s-au discutat probleme strîns legate de activitatea Uzinei Timpuri noi, arătînd că se deduce necesitatea colaborării multilaterale între uzine și diferite institute cu posibilități de cercetare.

O expoziție tehnică internațională

Între 23 aprilie și 2 mai 1963 a avut loc la Londra o expoziție tehnică internațională, în cadrul căreia au fost expuse utilaje, și prezentate metode tehnologice noi.

Unul dintre aspectele interesante ale expoziției l-a constituit evidențierea ultimelor rezultate ale cercetărilor în domeniul metalurgiei : fonte aliate cu cupru avînd calități mecanice remarcabile, fonte cu grafit nodular care pot fi torsionate sau îndoite chiar la rece, noi aliaje cu cobalt, utilaje utilizate în cadrul metalurgiei pulberilor etc.

Printre utilajele noi introduse în cadrul industriei prelucrătoare s-a acordat atenție, de exemplu, unei mașini de debitat bare și țevi, pentru lungimi cuprinse între 10 mm și 300 mm și diametre pînă la 59 mm. Ciclul funcțional al mașinii este reglat electronic printr-un sistem hidraulic de comandă.

Au apărut în cadrul expoziției și mașini pentru îndoit țevi. Una dintre piesele expuse permite îndoirea țevilor cu diametrul pînă la 150 mm. Mașina are un tambur cu o matriță, fixat pe un ax vertical. Matrițe de schimb de mărimi și unghiuri de îndoire diferite determină o largă gamă de utilizare a utilajului. Operația de îndoire este realizată cu ajutorul unui berbec hidraulic, acționat cu presiunea de 700 kgf/cm^2. Presiunea este reglabilă, putînd fi micșorată pentru țevi cu pereți subțiri. Turtirea țevii pe porțiunea îndoită este împiedicată de un dorn, iar porțiunea rectilinie se sprijină pe o matriță. O altă mașină expusă permite realizarea coturilor în orice plan.

Un ciocan electromagnetic prezentat realizează operații de tăiere, găurire, îndoire și nituire pentru metale, materiale plastice sau piele. Forța de lovire poate fi variată foarte precis, între 0 și 350 kgf, cu ajutorul unui potențiometru. Cursa ciocanului este de 51 mm, loviturile putînd fi simple sau duble. Este prevăzut cu scule speciale pentru diferite operații, de exemplu pentru presarea și nituirea roților de ceasornic. Alte ciocane similare prezintă o frecvență de lucru de 3 000 de lovituri pe minut.

În legătură cu prelucrarea prin rectificare au fost expuse instalații vibratoare pentru debavurarea, polizarea și rectificarea concomitentă a mai multor piese, cu acțiune rapidă atît asupra suprafețelor externe, cît și a celor interne. Piesele sînt introduse într-un recipient căptușit cu cauciuc, împreună cu un amestec sau o soluție abrazivă și cu particule ceramice, care, pe de o parte, împiedică deteriorarea pieselor, iar pe de altă parte aplică abrazivul pe porțiunile inaccesibile. Un dispozitiv special electromagnetic transmite masei din interiorul recipientului vibrații variabile ca frecvență și amplitudine. Au mai fost expuse și alte utilaje, ca mașini pentru încercat tablă, mașini pentru tăiat țevi, instalații pentru vopsit etc.

M. S.

INFORMAȚII

Realizări însemnate în tehnică

În Uniunea Sovietică, un colectiv alcătuit din Ț. A. Bahsiian, V. E. Baklasov și alții (distinși cu Premiul Lenin pe anul 1963) a realizat o construcție originală de cuptoare ai căror pereți sînt confecționați din plăci de ceramică cu tunele mici în interior, care au rolul de arzătoare. În acest caz, transmiterea căldurii prin radiație se face nu de la flacără, ci de la panourile de ceramică încălzite. Acest lucru asigură încălzirea țevilor uniform. Datorită acestei perfecționări, volumul cuptoarelor se reduce considerabil, scade prețul lor de cost, realizîndu-se în același timp importante economii de combustibil.

La laminorul de țevi de la Celiabinsk, un colectiv compus din A. S. Burov, A. E. Gurevici și alții (care au fost distinși cu Premiul Lenin pe anul 1963) a pus în funcțiune un nou agregat tip de mare productivitate pentru sudarea continuă în cuptor la fabricarea țevilor pentru apă și gaze. Datorită mecanizării complexe și automatizării, noua tehnologie asigură o viteză mare a sudării și face să crească rezistența mecanică a cusăturii, fapt care face cu putință reducerea grosimii pereților țevilor.

Noi mașini pentru mecanizarea unor lucrări în agricultură

În U.R.S.S. au fost construite și verificate în producție cositoarea-tocătoare ,,KIK-1,4'' și agregatul pentru măcinarea fînului ,,AVM-0,4''.

Mașinile, care au intrat în producția de serie, asigură mecanizarea tuturor operațiilor, începînd cu cositul fînului și sfîrșind cu împachetarea făinii în saci.

Mașina ,,KIK-1,4'' este de tip universal și poate să fie utilizată la cosirea şi la mărunţirea masei de ierburi anuale, perene, semănate sau nu, avînd o înălţime de aproximativ 1,4 m.

Masa verde recoltată poate să fie, după caz, însilozată, trecută în consum imediat sau îndreptată către uscătorii pentru prepararea făinii de fîn.

Randamentul maşinii este de 20 t/h masă verde sau 5 t/h paie. Ea este cuplată de un tractor „Belorus". Întregul agregat este deservit de un singur tractorist. Într-o oră, maşina coseşte şi mărunţeşte masa verde de pe o suprafaţă de 0,30—0,40 ha.

Agregatul pentru măcinarea şi uscarea fînului „AVM-0,4" a fost conceput, în special , pentru uscarea artificială a ierbii cosite proaspăt sau pălite la soare. Randamentul depinde de gradul de umiditate al ierbii. La o umiditate iniţială de 75—77%, ea usucă aproape 420 kg pe oră.

Într-un sezon, agregatul poate să producă (la un coeficient de utilizare de 0,9) 500 t făină de fîn.

Noi maşini şi agregate pentru industria textilă

În Uniunea Sovietică, în industria constructoare de maşini destinate echipării industriei textile se elaborează o tehnică, principial, nouă pentru această ramură industrială. Astfel, sînt în curs de elaborare proiectele unor maşini cu înaltă productivitate a căror utilizare va avea drept urmare înlăturarea sau reducerea sensibilă a cheltuielilor de muncă manuală. În sectorul filaturii asemenea maşini sînt : alimentatorul automat de baloturi, maşina de pieptănat de înaltă productivitate pentru bumbac, laminoarele cu reglare automată, maşinile de filat fără semitort, maşinile de filat şi răsucit etc. În ce priveşte sectorul de ţesătorie încep să fie fabricate, de pildă, războaie de ţesut fără suveică pentru mai multe pînze, a căror productivitate este aproximativ de două ori mai mare decît a războaielor cu suveică. Pentru secţiile de finisare au fost create peste 50 de modele noi de maşini, agregate şi linii în flux, care accelerează procesele, asigurînd introducerea unor noi procedee de finisaj.

Piese de capron folosite în metalurgie

În ultimii ani, capronul este folosit cu bune rezultate în metalurgie. Astfel, de exemplu, la uzina metalurgică din Dnepropetrovsk (Uniunea Sovietică) au fost introduse în producţie, în anii din urmă, 328 de piese diferite confecţionate din capron, a căror greutate variază între cîteva grame şi cîteva kilograme. S-a văzut că în timp ce lagărele de bronz nu rezistă mai mult decît trei săptămîni, lagărul de capron al transportorului cu role pentru caja de degrosare a laminorului nr. 5 a funcţionat mai mult decît patru luni.

Faţă de bronz, plumb, oţel şi alte metale, capronul are o serie de avantaje : nu se oxidează, are o rezistenţă mai mare la frecare, la coroziunea uleiurilor şi benzinei, este rău conducător de electricitate.

Deoarece pot să fie turnate sub presiune, piesele confecţionate din capron nu necesită o prelucrare suplimentară. În acelaşi timp, ele sînt mult mai ieftine decît orice piesă de metal.

Perfecţionări tehnice

La întreprinderea „Tînăra gardă" din oraşul Haskovo (R. P. Bulgaria), constructorii de maşini au perfecţionat construcţia presei pentru reglarea anvelopelor, prin reducerea grosimii tablei de fier de la 12 la 5 mm şi a cilindrului de la 210 la 90 mm. Greutatea presei a fost redusă de la 3 200 la 1 400 kg.

De asemenea, au fost realizate două dispozitive pentru etalarea mecanică a foilor de tutun, ceea ce a avut ca urmare creşterea productivităţii muncii cu aproape 30—40% şi reducerea rebuturilor de foi de tutun la această operaţie. Tot la această întreprindere a fost introdusă producţia maşinilor pentru sădirea tutunului şi a unor dispozitive de tip buldozer la tractoarele DT—54.

Un nou procedeu de sudură

Un grup de colaboratori de la ŢNITMAŞ (Institutul central de cercetări ştiinţifice pentru tehnologia şi construcţia maşinilor), NIAT (Institutul de cercetări ştiinţifice pentru tehnologia aeronautică) şi de la Institutul de sudură electrică „Paton" (K. V. Liubovski, N. M. Novojilov, D. A. Dudko şi alţii, distinşi cu Premiul Lenin pe anul 1963) a elaborat un procedeu nou de sudură cu arc electric a oţelurilor, cu electrod fuzibil, în atmosferă protectoare de bioxid de carbon. Acest procedeu a dobîndit o largă răspîndire pentru sudarea tablelor de oţel aliat, a oţelurilor inoxidabile şi rezistente la temperaturi înalte şi, în primul rînd, pentru sudarea conductelor de gaze.

Aparat pentru controlul calităţii

În Republica Socialistă Cehoslovacă, întreprinderea de comerţ exterior Strojimport a lansat pe piaţă un nou aparat automat pentru controlul calităţii suprafeţei rulmenţilor cu bile.

Noile automate de triere VKK 2 şi VKK 3 au randamentul maxim de 9 400 piese pe minut şi sînt concepute pentru bilele care au diametrul de la 3—6 mm şi de la 6—10 mm.

Creşterea producţiei de laminate

În anii care vin, producţia de laminate în R. P. Bulgaria va înregistra creşteri însemnate. Capacităţile de producţie vor fi asigurate prin lărgirea celor existente şi prin construirea de noi capacităţi. Astfel, de exemplu, pînă în anul 1965 vor fi mărite capacităţile de laminare la Uzinele metalurgice „Lenin" cu 250 000 t anual. Vor fi create noi capacităţi la combinatul metalurgic „Kremicovti" de 1 000 000 t anual. Între anii 1965 şi 1970, producţia de laminate a acestui combinat va creşte cu încă 1 000 000 t, iar în următorii zece ani vor fi construite noi capacităţi de laminare pentru 1 300 000 t. Urmînd acest ritm, în anul 1980 R. P. Bulgaria va dispune de o producţie de laminate de 3 800 000 — 4 000 000 t anual.

Paralel cu creşterea capacităţilor de producţie va fi modificată şi structura metalelor negre laminate. În anul 1980, producţia tablei va atinge aproape 50% din laminate, iar a tablei subţiri, 30%. Aproape toată cantitatea de tablă sub 2 mm va fi laminată la rece. Se va acorda toată atenţia producţiei de laminate cu profiluri economice. Va fi mărită producţia de prelucrare în continuare a laminatelor ; producţia de ţevi va atinge 500 000 t anual, de tablă zincată, 120 000 t, iar de tablă albă, peste 50 000 t.

Materiale plastice folosite la construirea diferitelor maşini agricole

Datorită proprietăţilor lor fizico-chimice deosebite (greutate specifică redusă, rezistenţă mecanică bună, stabilitate mare la coroziune etc.), materialele plastice încep să fie utilizate în tot mai mare măsură la construirea diferitelor maşini utilizate pentru protecţia plantelor. La asemenea maşini, cele mai multe piese vin în atingere cu lichide agresive. Ţinînd seamă de acest fapt, în ultimii ani au fost confecţionate din materiale plastice (în special din capron) peste 50 de piese, ca : duze de pulverizare, piuliţe, recorduri, nipluri, bucşe, supape dopuri de închidere etc. Prin utilizarea acestor materiale s-au făcut economii de metale neferoase, au fost îmbunătăţite proprietăţile de exploatare, s-a mărit durata de serviciu etc. Uzura orificiilor de ieşire la duzele confecţionate din capron sau din răşină P—68 nu depăşeşte pe aceea a vîrfurilor de alamă. Materialele plastice sînt folosite la fabricarea diferitelor conducte şi furtunuri, pentru lucrările de cîmp, la diferitele piese pentru maşinile de introducere a îngrăşămintelor, la instalaţiile de stropire prin aspersiune. Aceste materiale sînt folosite la maşinile de prelucrare primară a laptelui, pentru maşinile universale de muls, pentru bidoanele de depozitat laptele, pentru maşinile de mecanizare în zootehnie (maşini de pregătire a furajelor, maşini de opărire a hranei etc.).

Materialele plastice sînt, de asemenea, folosite la construirea maşinilor de semănat, a combinelor cerealiere, a selectoarelor etc.

Colocviu cu tema „Influenţa metalurgiei fizice asupra tehnologiei"

În Argentina a avut loc un colocviu cu tema „Influenţa metalurgiei fizice asupra tehnologiei". Colocviul a fost organizat de Comitetul pentru energia atomică din această ţară. La lucrările colocviului au luat parte reprezentanţi din diverse ţări. Din partea Uniunii Sovietice a participat o delegaţie compusă din S. T. Konobeevski şi I. I. Kornilov, care au prezentat referatele : „Acţiunea iradierii asupra materialelor" şi „Aspecte noi în metalochimie".

În referatele prezentate la acest colocviu, reprezentanţii Uniunii Sovietice au expus realizările dobîndite în fizica şi chimia sovietică în domeniul metalurgiei, cum şi legătura stabilită pe o bază largă între cercetările teoretice şi realizarea în practică a rezultatelor acestora în tehnologia proceselor metalurgice.

Revista Revistelor

Automobil nr. 3/1963. *Ratinger, H.* — Calculul exact al frînelor cu bandă pentru aplicaţii speciale ; *Pauer, V.* şi *Jilek, Z.* — Suspensie hidropneumatică pentru troleibuzurile Skoda ; *Voytech, M.* — Standarde internaţionale pentru centuri de siguranţă la automobile ; *Kacer, J.* — Buldozer cu roţi.

Automobil nr. 4/1963. *Lanc, J.* — Aluminiul în construcţia automobilelor ; *Apetaur, M.* — Criteriile comportării pe cale a automobilelor cu două axe ; *Rafl, J.* şi *Ritschl, E.* — Motorul de 250 cm³ al motocicletei Jawa 559/02 ; *Vesely, P.* — Depozitarea în industria de automobile.

Automobile engineer, apr. 1963. Cutii de viteze, prize de putere şi punţi spate pentru o serie de autovehicule comerciale şi speciale ; Puterea specifică a motorului F.R.B. King ; Cercetări de sudură.

Kraftfahrzeugtechnik nr. 3/1963. Problemele filtrării aerului ; *Nothnagel, W.* şi *Doth, E.* — Automatizarea în atelierele de prelucrare mecanică din Uzina de automobile din Eisenach ; Încercările autoturismului Wartburg 1000 ; *Hartmann, H.* — Recondiţionarea pieselor uzate prin metode moderne de sudură (II) ; *Wittber, P.* — Combustibili şi lubrifianţi pentru automobilele moderne.

Kraftfahrzeugtechnik nr. 4/1963. *Bräuer, G.* — Reducerea zgomotelor dintr-un autobuz prin ancoraje slabe ale motorului ; *Loewe, F.* şi *Leonhardt, D.* — Despre automatizarea prelucrării motivelor de decoraţii ; *Kratzsch, B. H.* — Motoreta, dezvoltarea tehnică ; *Thum, E.* — Contor mecanic de combustibil pentru motoarele cu pompă de injecţie ; Schimbările de ulei în exploatarea automobilelor.

Motortechnische Zeitschrift nr. 4/1963. *Freode, W.* — Din lucrările recente pentru dezvoltarea motorului rotativ tip NSU-Wankel ; *Hertreich, O.* — Pompă de incendiu portabilă cu motor NSU-Wankel ; *Bücken, C.* şi *Asbeck, O.* — Diferite posibilităţi pentru materialele şi construcţia motoarelor uşoare (I) ; *Kamm, W.* şi *Krautter, W.* — Privire retrospectivă asupra dezvoltărilor interesante ale motoarelor ; *Spamer, P.* — Motoare Diesel de fabricaţie americană, britanică şi germană ; *Baumgartner, H.* — O nouă metodă de înregistrare a presiunii pentru motoarele cu ardere internă ; Roluirea adîncă a arborilor cotiţi ; Grupuri motogeneratoare Mercedes-Benz şi Maybach.

Automobiltechnische Zeitschrift nr. 2/1963. *Weller, H.* şi *Neuschaeffer, W.* — Suspensia pneumatică la Daimler-Benz 300 SE ; *Domotor, A.* — Metodă de calcul pentru determinarea momentului de reîntoarcere (I) ; *Dingerkus, O.* — Modificările unghiurilor caracteristice ale suspensiilor speciale de roţi.

Automobiltechnische Zeitschrift nr. 3/1963. *Malschaert, F. P.* — Încercări belgiene pentru măsurarea densităţii fumului din gazele evacuate de motoarele Diesel de automobile ; *Riedel, H.* — Problemele curăţării gazelor de evacuare din motoarele Diesel ; *Mühlberg, E.* — Motorul policarburant MAN-M cu recirculare de gaze arse pentru funcţionarea cu alcool (II) ; *Teucher, S.* — Garnituri pentru aplicaţii în tehnica automobilului ; *Echkardt, F.* — Compatibilitatea dintre lubrifianţii auto şi garniturile de etanşeitate pentru arborii radiali ; *Lörcher, H.* — Măsurarea consumului de ulei al motorului în timpul funcţionării.

Automobiltechnische Zeitschrift nr. 4/1963. *Eberan Eberhorst, R.* — Aspecte principale din cercetarea cauzelor şi prevenirii accidentelor ; *Tieman, R.* — Analiza dimensională a efectului de amortizare a anvelopelor ; *Domotor, A.* — Metoda de calcul pentru determinarea momentului de reîntoarcere (II) ; *Teckentrup, G.* şi *Neumann, B.* — Automobilul amfibiu tip Ol ; *Rixmann, W.* — Opel Rekord 1963.

Maşinostroene (R.P.B.) nr. 2/1963. *Mihailova, V.*, *Boton, M.* şi *Slavov, R.* — Mai mare atenţie pentru maşinile şi echipamentele folosite în turnătorie ; *Somlev, P.*, *Terziyski, I.*, *Vulev, A.* şi *Vladimirov, A.* — Clasificarea şi denumirea maşinilor-unelte ; *Niessit, G.* — O nouă metodă de măsurare a preciziei roţilor dinţate ; *Armandov, K.* — Asupra unor probleme de principiu în egalizarea sarcinilor în angrenajele planetare ; *Sivov, F.* — Îmbunătăţirea efectului membranei pneumatice a mecanismului de distribuţie a aerului comprimat prin folosirea unui releu de poziţie ; *Doncev, S.* şi *Iordanov, P.* — Posibilităţile intensificării schimbului de căldură prin turbulizatoare.

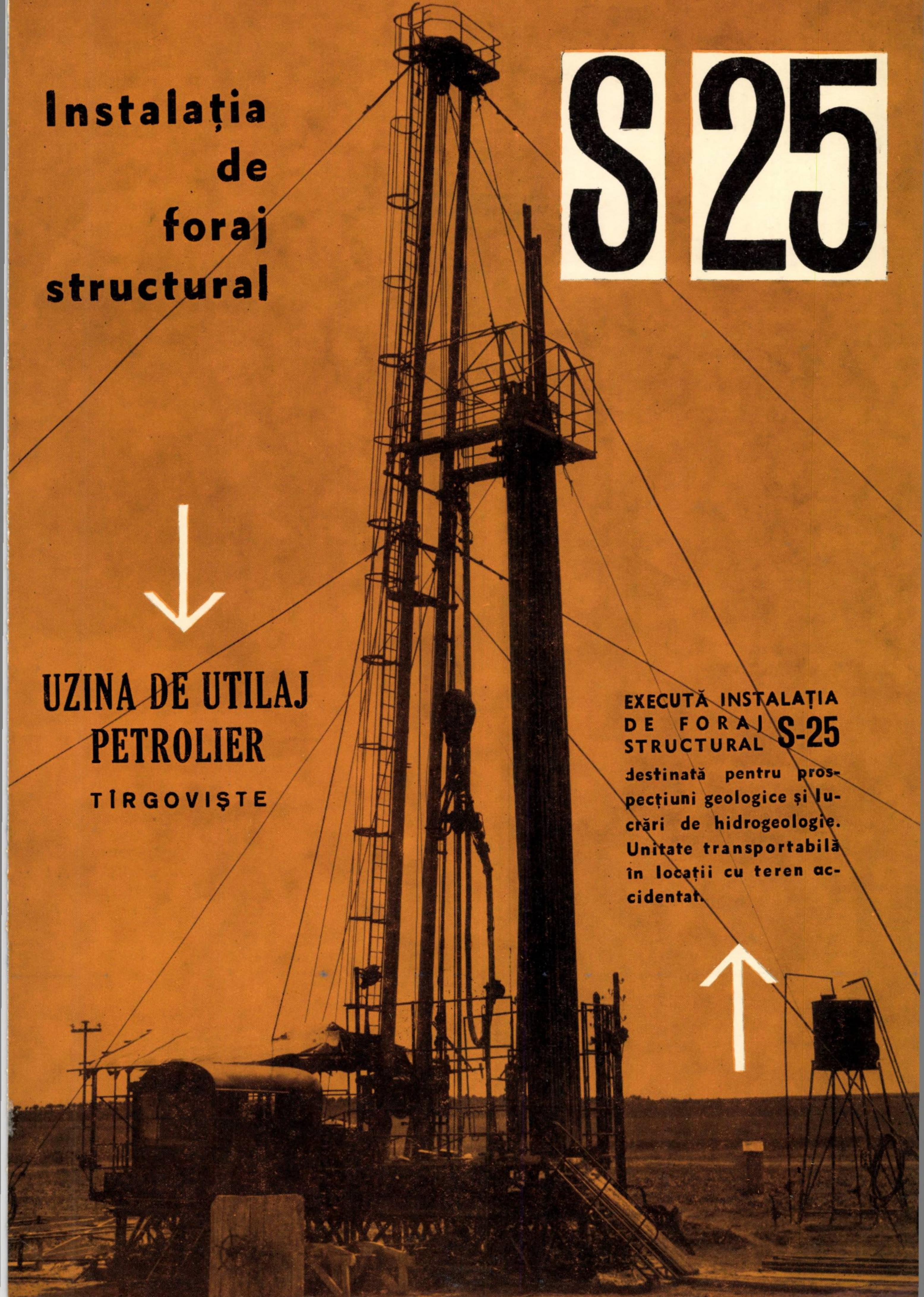
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR 1963

Maşinostroene (R.P.B.) nr. 4/1963. *Kovaceva, Z.* — Îmbunătăţirea formelor de organizare a producţiei ; *Markov, M.* — Este utilă introducerea cuptoarelor de inducţie fără miezuri de fier pentru topirea fontei în Bulgaria? ; *Vasiliev, V. V.* — Laboratoarele economice ale Consiliilor economice regionale din U.R.S.S. ; *Dimitrov, D.*, *Vuleva, E.* şi *Bechiarov, E.* — Studiul efectelor factorilor care determină precizia de măsurare cu şublerul „Bolşevic" ; *Malaghin, M. D.* — Studii asupra procesului de turnare în cochilie ; *Lilov, T.* — Determinarea raportului de comprimare după repararea motoarelor.

Jemna mechanika a optika nr. 5/1963. *Götz, J.* — Pulberi pentru polizarea sticlelor optice ; *Nemec, J.* — Un colimator, nomenclatura şi folosirea în producţie ; *Marcak, P.* — Stadiul actual al tehnicii măsurărilor şi calculului în geodezie ; *Holanek, S.* — Materiale plastice în tehnica medicală ; *Schlesinger, A.* şi *Horvath, A.* — Numerotarea documentaţiei grafice.

Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA) **nr. 4/1963.** *Delacroix, J.* — Aterizarea automată a avioanelor de transport comercial ; *Armengaud, J.* Bloccilindrii de aliaj de aluminiu turnat ; *Worbe, P.* — Reglarea motoarelor Diesel şi a turbinelor cu gaze pentru conductele de petrol ; *Thomas, E.* — Problemele reglării conductelor de petrol ; *d'Ornano, A.* — Utilizarea metalelor profilate în industria bicicletei şi motocicletei.

Oil engine and gas turbine, apr. 1963. O instalaţie nouă de pompă de căldură ; *Spamer, P.* — Cererea mondială de motoare Diesel ; Paza împotriva incendiilor la rafinării.



Instalația de foraj structural

S 25

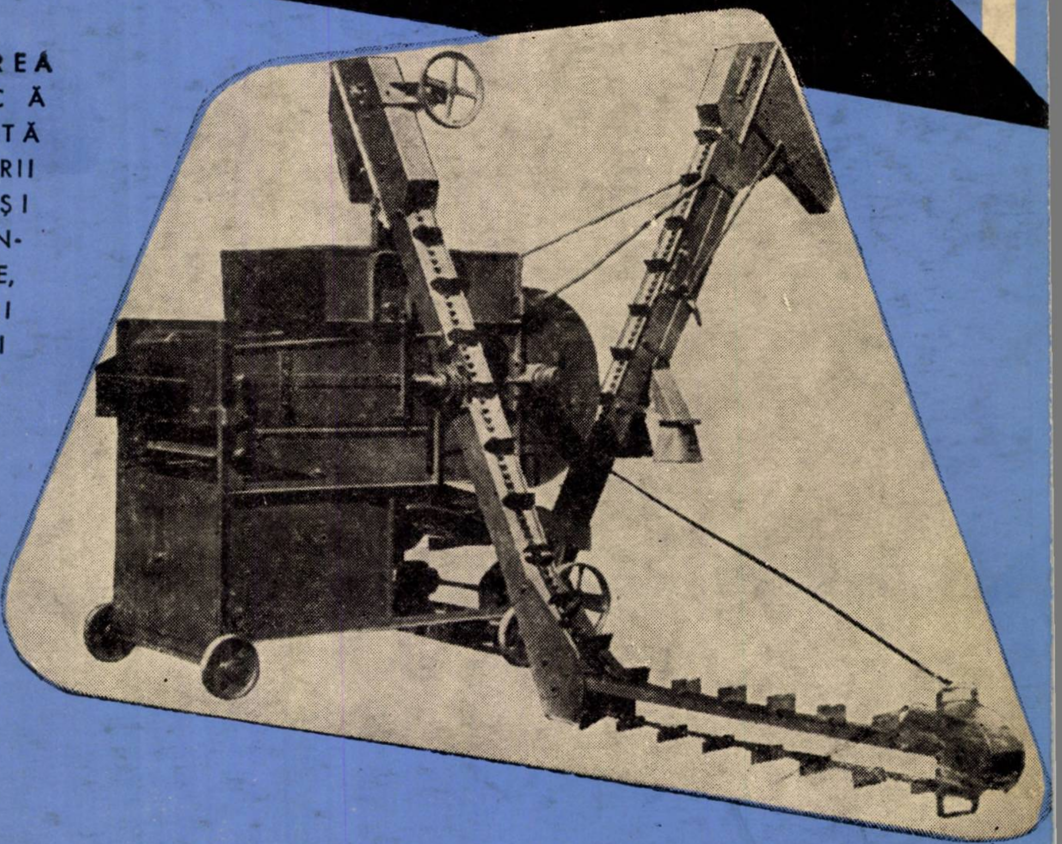
UZINA DE UTILAJ PETROLIER
TÎRGOVIȘTE

EXECUTĂ INSTALAȚIA DE FORAJ STRUCTURAL S-25 destinată pentru prospecțiuni geologice și lucrări de hidrogeologie. Unitate transportabilă în locații cu teren accidentat.

uzina **tehnometal**
timisoara

STR. GLORIEI, 11 ● TELEFON 37—06

VÎNTURĂTOAREA MECANICĂ ESTE DESTINATĂ CURĂȚĂRII ȘI SORTĂRII DUPĂ MĂRIME ȘI GREUTATE A SEMINȚELOR DE CEREALE, PĂSTĂIOASE, CULTURI TEHNICE, IERBURI OBȚINUTE DE LA COMBINĂ SAU BATOZĂ. CURĂȚAREA ȘI SORTAREA SE POT FACE PÎNĂ LA GRADUL DE CONDIȚIONARE PREVĂZUT ÎN STAS-URILE ÎN VIGOARE PENTRU PRODUSELE-MARFĂ.



Vm4 Vînturătoare MECANICĂ

PRODUCTIVITATEA pentru diferite culturi:

grîu, secară	3 000 — 5 000 kg/h
orz, ovăz, orez	2 000 — 3 000 kg/h
mazăre, fasole, linte	3 000 — 5 000 kg/h
in, muștar	500 — 800 kg/h
cînepă, floarea-soarelui	2 000 — 3 000 kg/h
mei, rapiță	1 000 — 1 500 kg/h

E 3279

REVISTA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

7

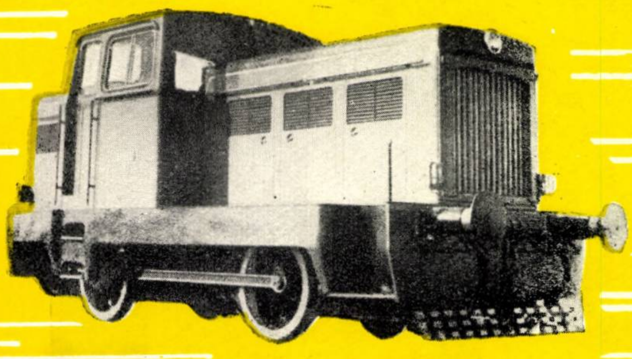
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 7 • IULIE 1964

UZINELE
STEAGUL ROŞU
BRAŞOV

produc

autocamioane de 3 și 5 t.

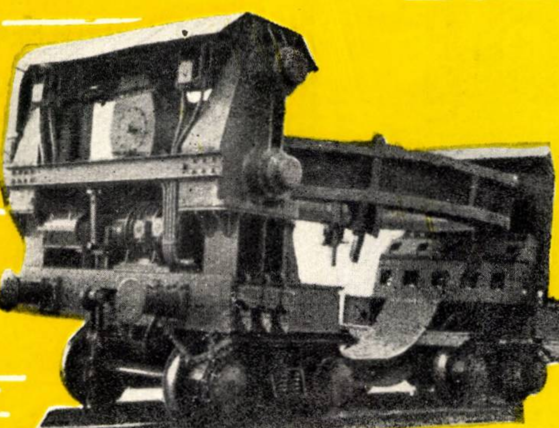
E 3279

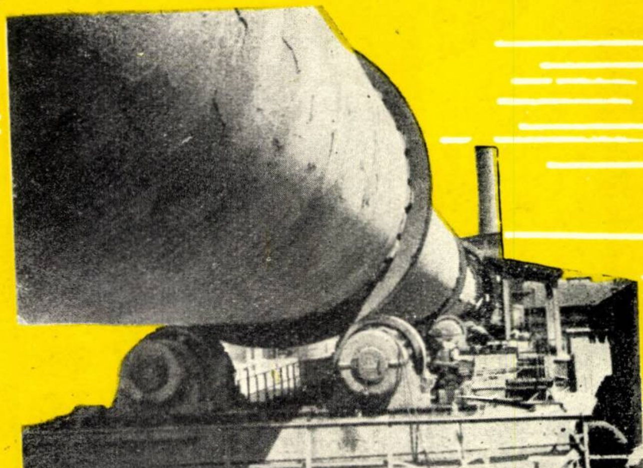


aterial ruiant
utomotoare de mare viteză și capacitate
ocomotive de manevră pentru cale normală

UZINELE 23 AUGUST

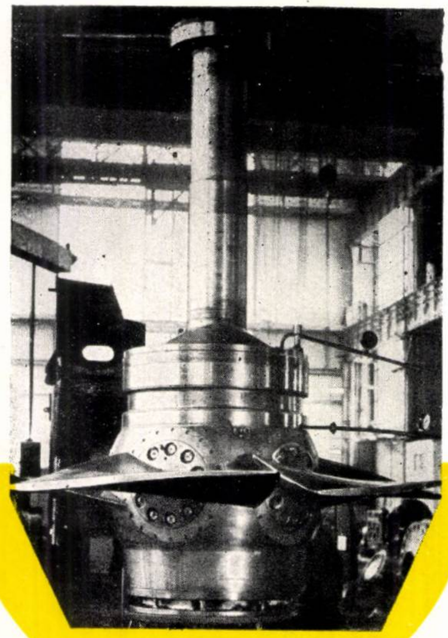
Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant



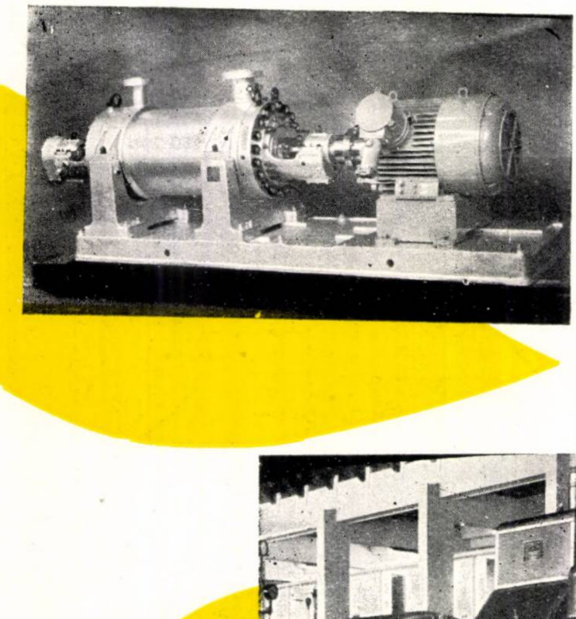


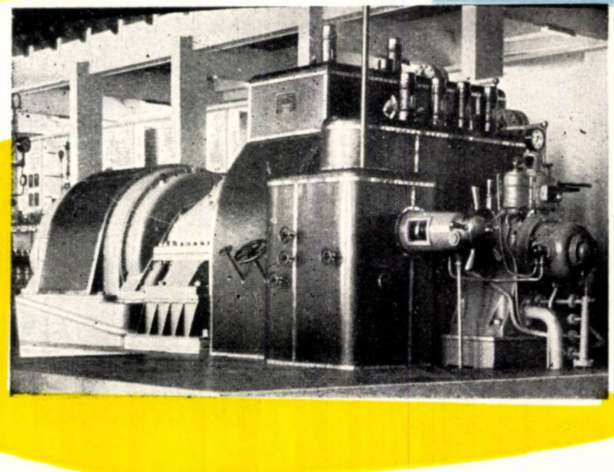
Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DE



- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - — cu condensație
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m³/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m³/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm³/h — 3 m col.apă
  - — 90 000 Nm³/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm³/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**



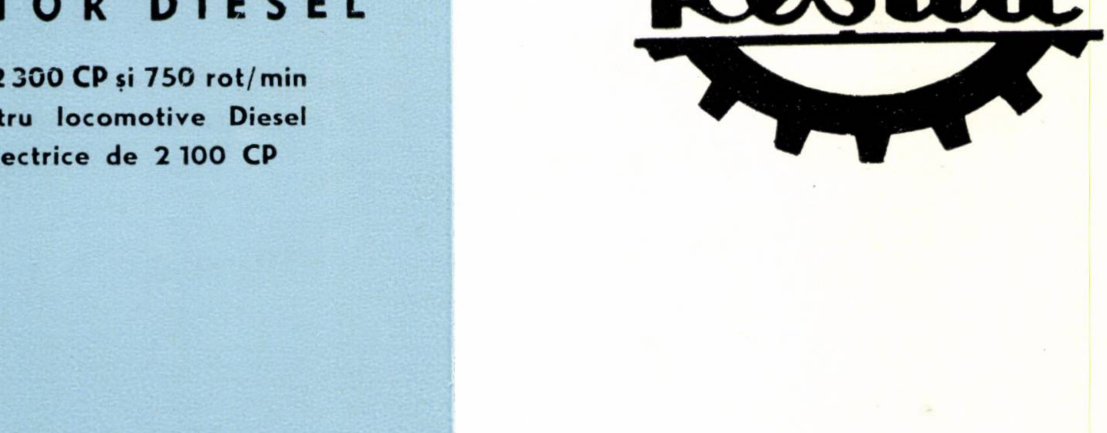


CONSTRUCTII DE MASINI

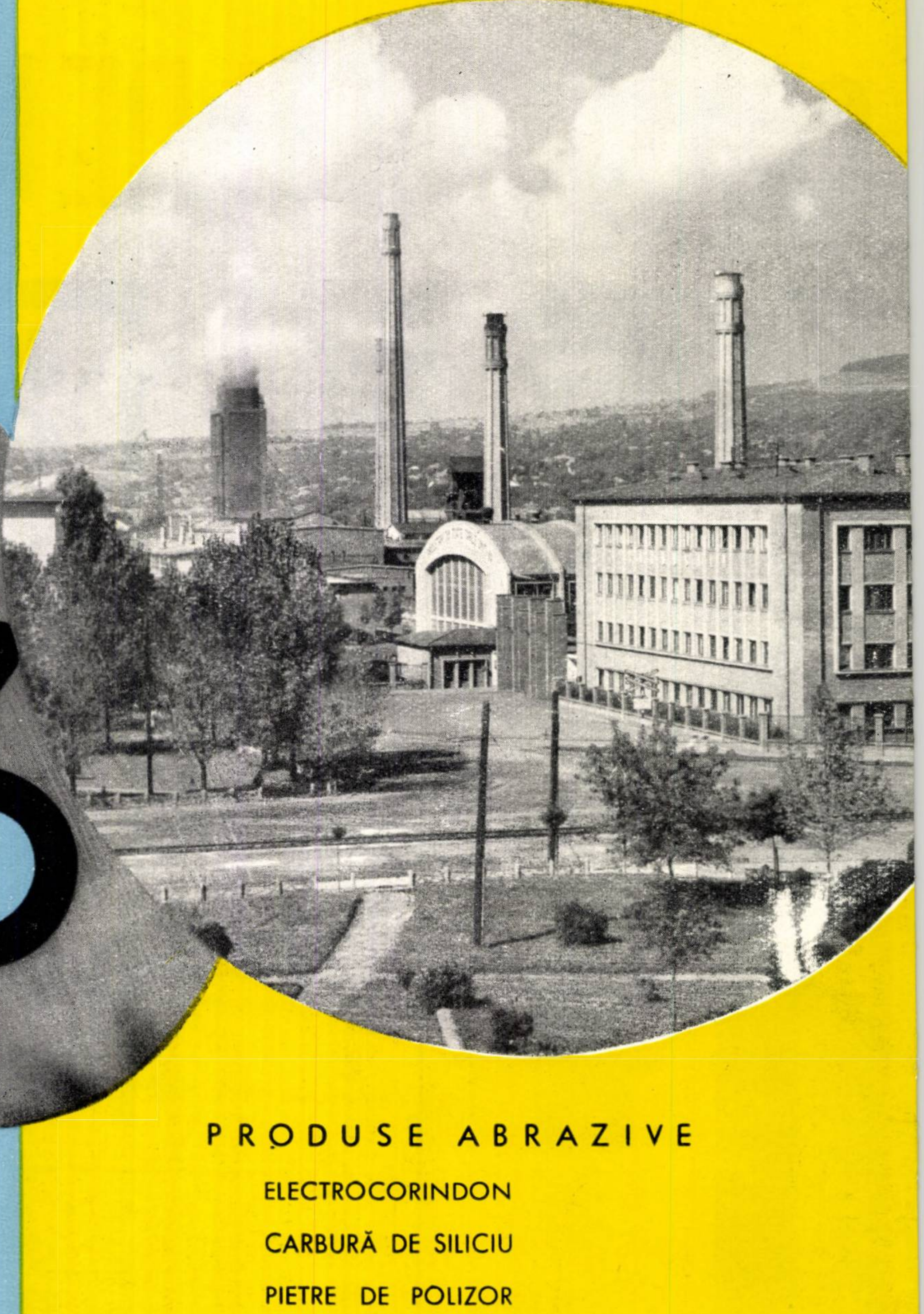
UCM
Resita

MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2 100 CP



CARBOCHIM
CLUJ



PRODUSE ABRAZIVE

- ELECTROCORINDON
- CARBURĂ DE SILICIU
- PIETRE DE POLIZOR
- ABRAZIVI PE SUPORT

PRODUSE CĂRBUNOASE

- ELECTROZI SIDERURGICI
- ELECTROZI DE BATERII
- ELECTROZI DE CRĂIȚUIRE
- PASTĂ DE ELECTROZI

CARBOCHIM

UZINA

Vulcan

EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"
str. Gabriel Peri nr. 2, București

Intreprinderea ELECTROMOTOR TIMIȘOARA

Execută:

- motoare electrice asincrone trifazate, cu rotorul în scurtcircuit, protecție IP 44, de 4—30 kW
- aspiratoare de praf tip „Record"
- uscătoare de păr tip „Zefir"
- ventilatoare de masă

ÎNFRĂȚIREA

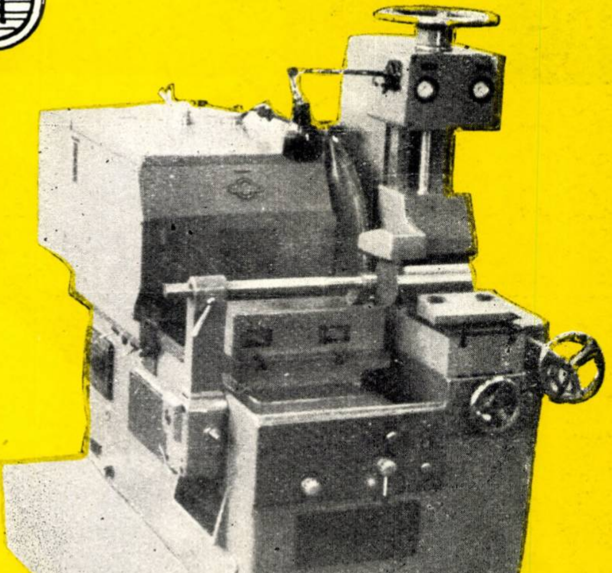
Uzina de mașini-unelte Oradea

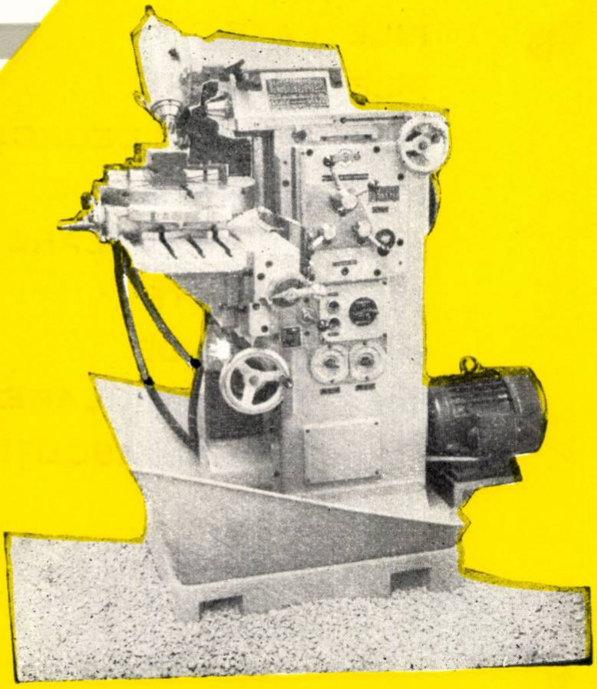
produce

MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

- — Raboteze de 425 și 700 mm
- — Mașini de găurit 416, 425, 640
- — Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t
- — Freze universale pentru sculărie
- — Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm
- — Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg

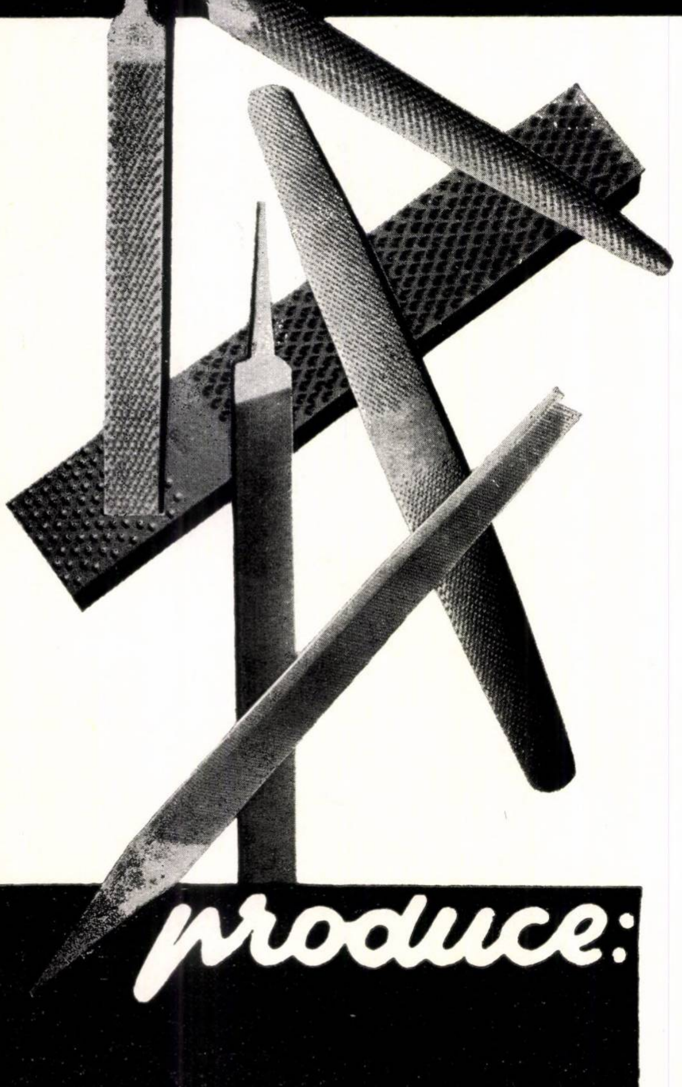
INFRĂȚIREA





FABRICA DE PILE
București

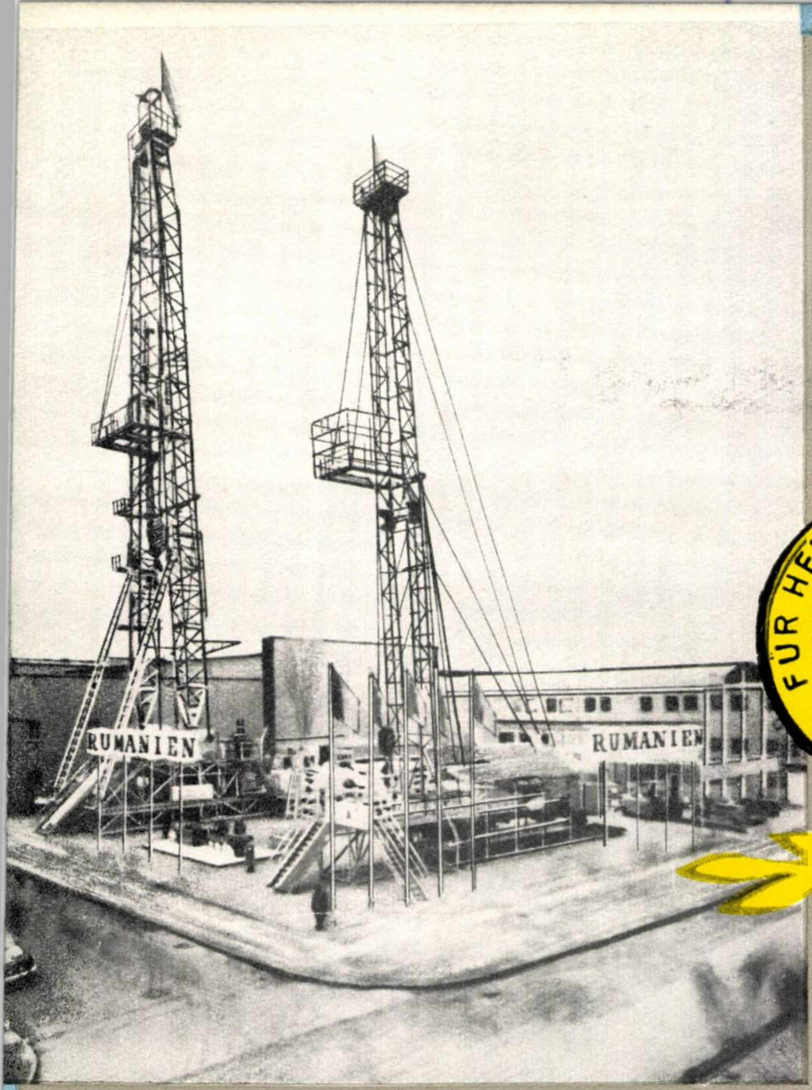
MICM
FPB



produce:

PILE LATE
PILE ASCUȚITE
PILE PENTRU DEGROȘAT
PILE SEMIROTUNDE
PILE TRIUNGHIULARE
PILE PĂTRATE
PILE ROTUNDE
PILE TRIUNGHIULARE
PENTRU ASCUȚIT
RAȘPILE

de la 100 la 500 mm, de tăieturi 0, 1, 2, 3, conform STAS 631/1949, precum și diferite pile și rașpile cu întrebuințări speciale.


RUMANIEN
RUMANIEN

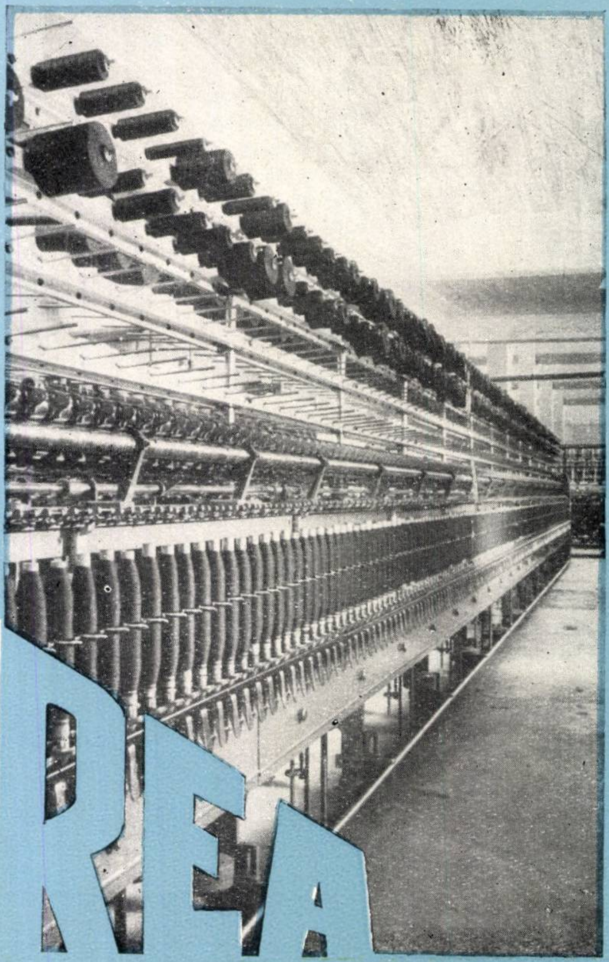
„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT
INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE
MM

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1



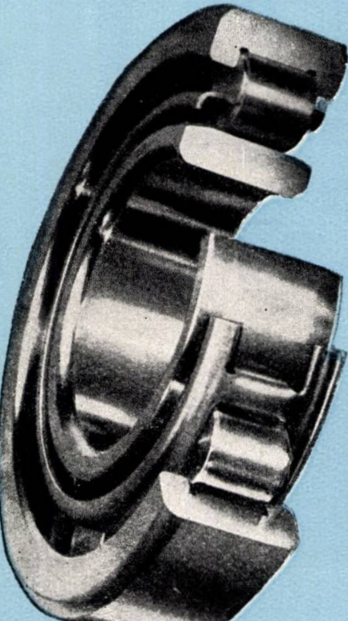
UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2–3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- **Războaie** automate **de** țesut bumbac, tip A
- **Ratiere** pentru răsboaie, tip A
- **Mașini** de pieptănat lînă, tip PL
- **Mașini** de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- **Mașini** de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- **Mașini** de filat bumbac cardat pieptănat, tip Fl
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj **de** mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile **din** fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

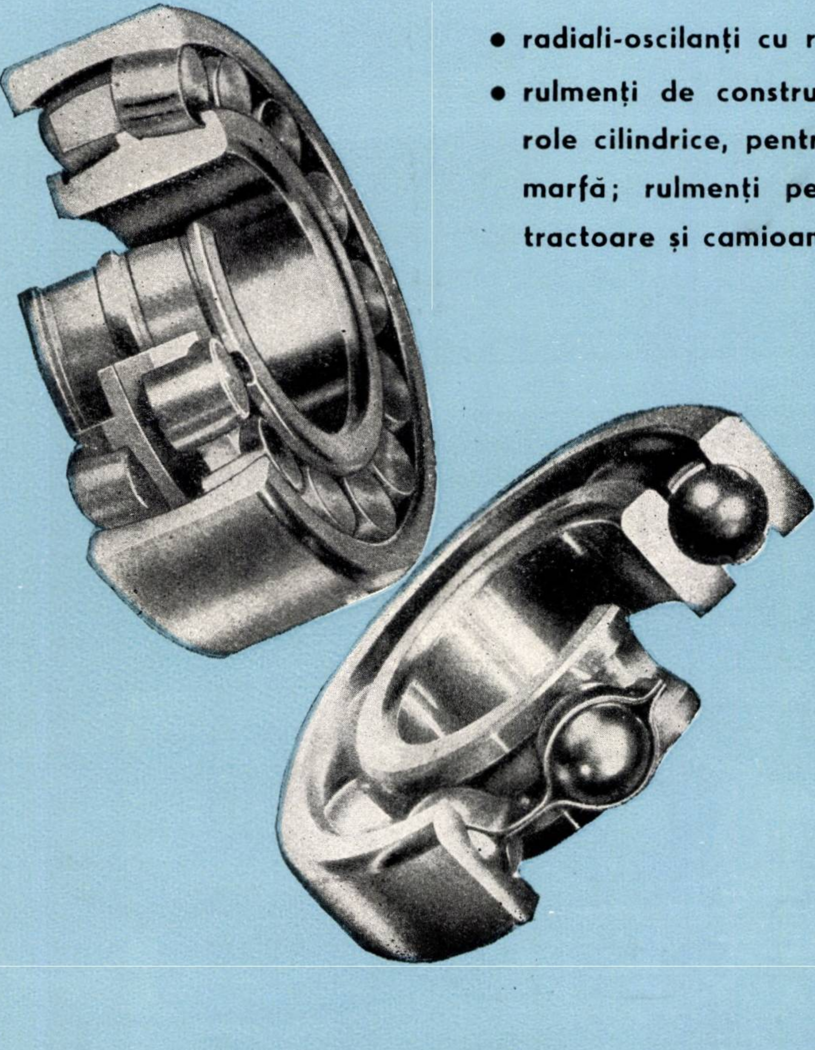


Înzestrată cu mașini specializate de mare productivitate și precizie, cu laboratoare modern utilate și cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

F R B
MADE IN RUMANIA

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**

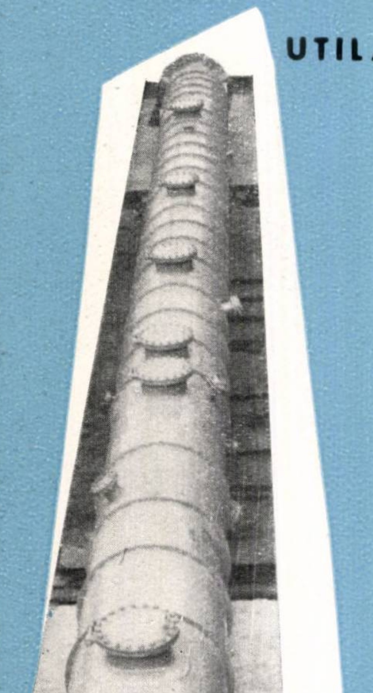


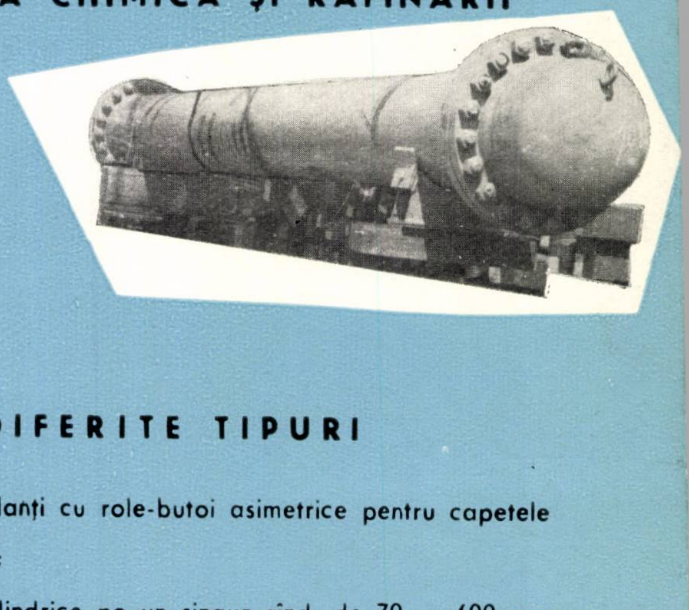
UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII

- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- reactoare
- evaporatoare
- coloane de rectificare





RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

Uzina

UNIVERSAL-650
UTB

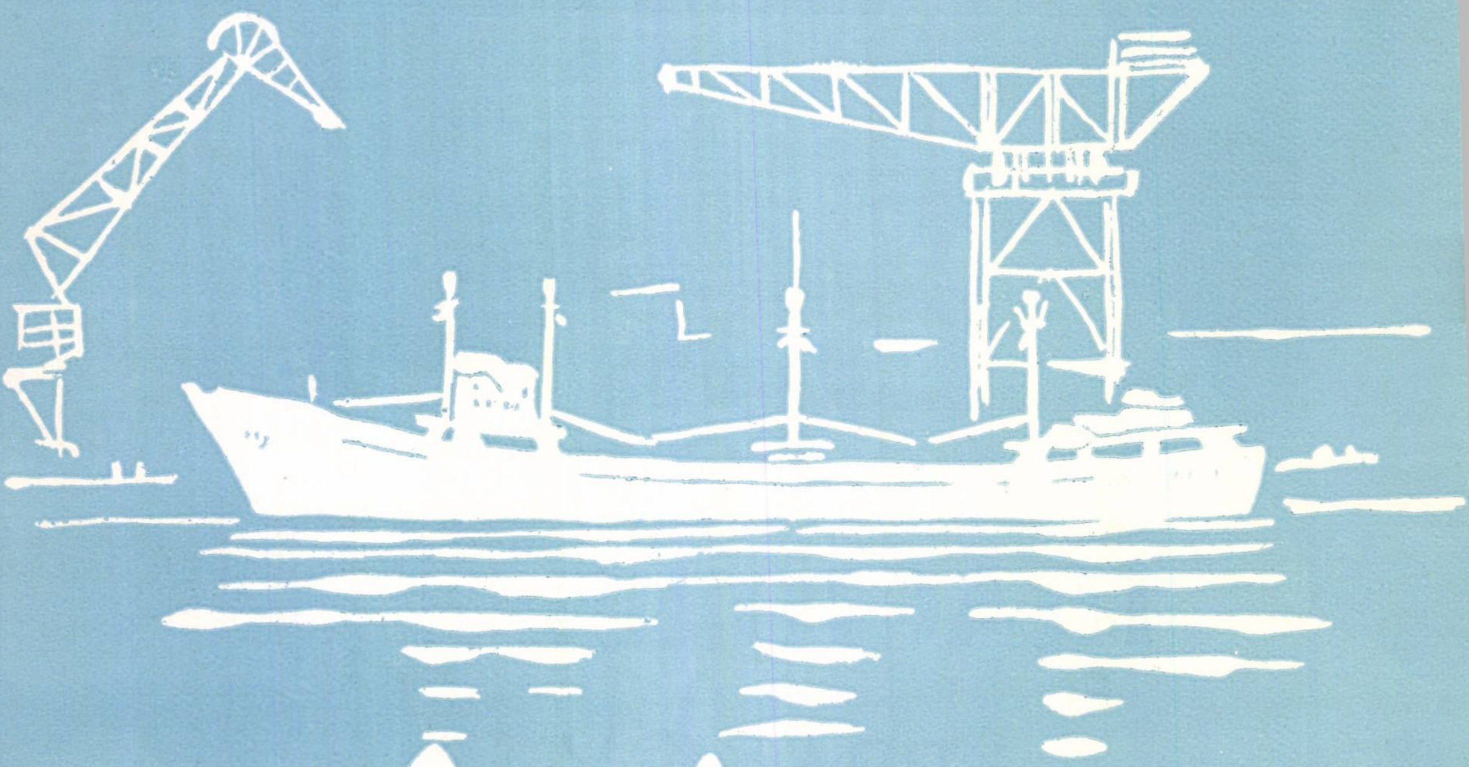
TRACTORUL

BRAȘOV

produce:

- TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
  - — cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
  - — cu cale îngustă (roți jumelate).
- TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE
- MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE
- PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională



ȘANTIERUL NAVAL
Galați

produce:
Cargouri de 3250/4500 tdw
Motonave de 2000t

Uzina de utilaj greu

PROGRESUL

BRAILA

EXCAVATOR E 0,3

PRODUCE:

Excavatoare pe pneuri
Rulouri pe valţuri sau pneuri, statice sau vibratoare
Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii
Utilaj chimic şi petrolier
Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri
Mori cu masă rotativă sau bile

Rulou compactor pe pneuri CD10

Linii ceramice
Linii de argilă expandată
Prese pentru cărămizi şi ţigle
Vagoane siderurgice
Melanjoare
Cilindri şi caje
Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii
Foarfece de tăiat ţagle şi platine
Linii de aglomerare
Maşini de extracţie
Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat
Osii montate pentru vagoane de cale ferată.

CONCASOR MOBIL PE PNEURI CU TRIOR C.M. 6

DIN SPECIALITĂŢILE UZINEI:

Arbore cotit cu fibraj continuu pentru motorul 2 100 CP al locomotivei Diesel electrice
Piese forjate de 20 — 25 — 28 t, din lingouri pînă la 40 t
Axe cotite forjate cu fibraj continuu
Reductoare de mare putere, probate şi rodate
Oţeluri refractare cu Ni pînă la 14% şi Cr pînă la 26%, turnate în piese
Oţeluri manganoase cu 10 — 14% Mn şi 0,9 — 1,4% C, turnate în piese

UZINA RULMENTUL BRASOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE

pentru:

mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

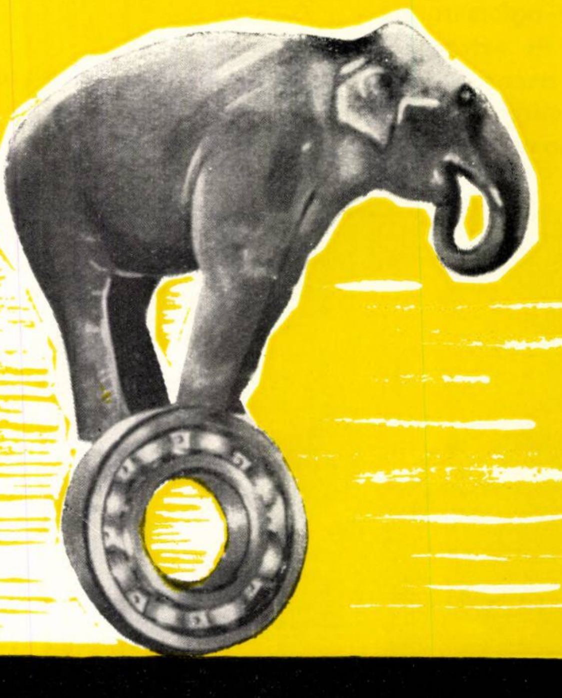
864708—864720
942/17—942/35
943 17—943 50
4074105—4074120

RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

704702, 804701
704903, 804704
704904, 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI

3182118 — 3182122



STR. PODULUI Nr. 2 ● TEL.: 6641 ● TELEX. 0345

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI
NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, IULIE 1964, Nr. 7

CUPRINS

CONSTRUCŢIE – CERCETARE – ÎNCERCĂRI

Vasilescu, C. A. şi Barbescu, B.: **Încercări cu difuzoare de antecameră cu număr diferit de orificii la un motor cu aprindere prin compresiune** 351

Gordeev, P. A.: **Stadiul actual şi dezvoltarea motoarelor Diesel navale lente în doi timpi, de mare putere.** 356

Tutunaru, D. şi Segărceanu, M.: **Contribuţii la studiul mecanismelor sferice pentru acţionarea aparatelor de tăiere la maşinile de recoltat.** 362

TEHNOLOGIE

Murăroiu, I.: **Tehnologia de grup, sursă pentru realizarea economiei de metal.** 367

Lupescu, I. şi Maior, Gh.: **Sudarea unor oţeluri aliate inoxidabile şi refractare.** 370

Marfievici, D.: **Separator de balon flexibil pentru maşinile de răsucit şi filat cu inele.** 376

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

Călinescu, V.: **Metoda traseului critic, o nouă metodă pentru planificarea şi controlul execuţiei economice a fazelor de realizare a obiectivelor activităţii industriale.** 378

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

Elekes, C. şi Palla, I.: **Asupra determinării rigidităţii statice şi dinamice a strungurilor** 382

DOCUMENTARE 393
RECENZII 400
CRONICĂ 402
INFORMAŢII 403
REVISTA REVISTELOR 404

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R., şi conf. ing. M. Soare.
Redactor: ing. E. Petrescu.

CZ 621.436.3.001.4

Vasilescu, C. A. și *Barbescu, B.* : **Încercări cu difuzoare de antecameră cu număr diferit de orificii la un motor cu aprindere prin compresiune.**

Se prezintă rezultatele studiului experimental în legătură cu influența numărului de orificii ale difuzorului antecamerii asupra procesului de ardere la un motor cu aprindere prin compresiune.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 7, p. 351–355

CZ 621.436.13:629.12

Gordeev, P. A. : **Stadiul actual și dezvoltarea motoarelor Diesel navale lente în doi timpi, de mare putere.**

Se prezintă comparativ indicii tehnico-economici principali ai motoarelor Diesel lente de mare putere în doi timpi, insistîndu-se asupra motoarelor cu baleiaj în echicurent cu supape.

Construcția de mașini 16 (1964), nr. 7, p. 356–362

CZ 631.35 :621.828.2

Tutunaru, D. și *Segărceanu, M.* : **Contribuții la studiul mecanismelor sferice pentru acționarea aparatelor de tăiere la mașinile de recoltat.**

Se analizează din punct de vedere cinematic mecanismul sferic pentru acționarea aparatelor de tăiere la mașinile de recoltat.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 7, p. 362–366

CZ 621.9.001.6 :338.062.4–43

Murăroiu, I. : **Tehnologia de grup, sursă pentru realizarea economiei de metal.**

Se prezintă o metodă analitică pentru determinarea eficienței economice optime de metal, în cadrul tehnologiei de grup.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 7, p. 367–370

CZ 621.791.7 :669.14.018.45:669.14.018.8

Lupescu, I. și *Maior, Gh.* : **Sudarea unor oțeluri aliate inoxidabile și refractare.**

Se evidențiază rezultatele obținute în cadrul Uzinelor „23 August”, în legătură cu sudarea oțelurilor aliate inoxidabile și refractare.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 7, p. 370–375

CZ 677.052

Marfievici, D. : **Separator de balon flexibil pentru mașinile de răsucit și filat cu inele.**

Se prezintă separatorul de balon din bachelită, utilizat la mașinile de răsucit și filat, cu inele, în locul celui metalic, analizîndu-se tehnologia de fabricație respectivă.

Construcția de Mașini 16 (1964) nr. 7, p. 376–377

CZ 621.71 :621.9 :338.062.1

Călinescu, V. : **Metoda traseului critic, o nouă metodă pentru planificarea și controlul execuției economice a fazelor de realizare a obiectivelor activității industriale.**

Se analizează o nouă metodă pentru planificarea și controlul execuției economice a obiectivelor activității industriale în cadrul căreia se evidențiază corelația directă dintre fazele de realizare, precum și influența unei faze asupra celorlalte și asupra ansamblului.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 7, p. 378–382

CZ 621.941.015:621.753.1

Elekes, C. și *Palla, I.* : **Asupra determinării rigidității statice și dinamice a strungurilor.**

Se prezintă metoda de determinare a rigidității statice și dinamice a strungurilor, evidențiindu-se măsurile prin care rigiditatea poate fi mărită sau menținută la nivelul necesar.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 7, p. 382–393

DIN NUMĂRUL VIITOR

STAN, A. : Măsuri pentru combaterea zgomotului la navele fluviale românești.

CAȘLER, GH. : Comportarea oțelurilor românești în raport cu unii parametri ai dinamicii așchierii prin strunjire.

HELTAI, F. și NEMETH, A. : Metodă pentru verificarea la uzură a abrazivilor pe suport.

HANDRALUCA, T. V. : Proiectarea mecanismelor cu oscilații reglabile.

SGRUMALA, M., CIUCĂ, C. și MARINESCU, A. : Îndreptarea la cald a deformațiilor corpului navei și influența încălzirii asupra proprietăților oțelului 0962.

LĂCĂTUȘ, V. : Utilizarea și sudarea în construcția navelor a oțelurilor carbon și a oțelurilor slab aliate.

VOICU, V. : Agregat de ventilare pentru evacuarea solvenților și aerosolilor de la vopsirea pieselor.

CD 621.436.3.001 4

Vasilescu, C. A. et *Barbescu, B.* : **Essais faits avec des diffuseurs d'antichambre à nombre variable d'orifices, dans un moteur à allumage par compression.**

On presénte les résultats des expériences exécutées dans le but d'étudier l'influence du nombre des orifices du diffuseur d'antichambre sur le processus de combustion dans un moteur à allumage par compression.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7. p. 351–355

CD 621.436.13 :629.12

Gordeev, P. A. : **L'état actuel et l'évolution des moteurs Diesel navals lents, à deux temps, de grande puissance.**

On examine comparativement les indices techniques et économiques principaux des moteurs Diesel lents, à deux temps, de grande puissance, et on insiste sur les moteurs à balayage en équicourant par soupapes.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7, p. 356–362

CD 631.35 :621.828.2

Tutunaru, D. et *Segărceanu, M.* : **Contributions à l'étude des mécanismes sphériques pour la commande des appareils de coupage des machines à récolter.**

On analyse, par rapport à la cinématique, le mécanisme sphérique pour la commande des appareils de coupage des machines à récolter.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7. p. 362–366

CD 621.9.001.6 :338.062.4 – 43

Murăroiu, I. : **La technologie de groupe, moyen pour réaliser l'économie du métal.**

On expose une méthode analytique pour déterminer la meilleure efficacité économique du métal selon la technologie de groupe.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7. p. 367–370

CD 621.791.7 :669.14.018.45 :669.14.018.8

Lupescu, I. et *Maior, Gh.* : **Le soudage de certains aciers alliés inoxydables et réfractaires.**

Les auteurs font valoir les résultats obtenus aux usines „23 August'' concernant le soudage des aciers alliés inoxydables et réfractaires.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7. p, 370–375

CD 677.052

Marfievici, D. : **Séparateur de ballon flexible pour retordeuses et métiers continus à anneaux.**

On décrit le séparateur de ballon en bakélite, employé dans les retordeuses et les métiers continus à anneaux, qui remplace le séparateur métallique et on examine la technologie respective de fabrication.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7, p. 376–377

CD 621.71 :621.9 : 338.062.1

Călinescu, V. : **Le tracé critique, une nouvelle méthode pour l'établissement du plan et pour le contrôle économique de l'éxécution par phases des objectifs de l'activité industrielle.**

On approfondit une nouvelle méthode pour l'établissement du plan et pour le contrôle économique de l'exécution des objectifs de l'activité industrielle. Par cette méthode on fait ressortir la corrélation directe entre les phases de la réalisation, ainsi que l'influence d'une phase sur les autres et sur l'ensemble.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7, p. 378–382

CD 621.941.015 :621.753.1

Elekes, C. et *Palla, I.* : **Sur la détermination de la rigidité statique et dinamique des tours.**

Les auteurs présentent la méthode de détermination de la rigidité statique et dynamique des tours, et appuient sur les moyens par lesquels la rigidité peut-être augmentée ou maintenue au niveau nécessaire.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 7, p. 382–393

ДК 621.436.3.001.4

Василеску, К.А. и *Барбеску, Б.* **Испытания форкамерных диффузоров с различным количеством отверстий на двигателе с компрессионым зажиганием.**

Описываются результаты экспериментального исследования, проведенного в связи с влиянием количества отверстий форкамерного диффузора на процесс сгорания в двигателе с компрессионым зажиганием.

Construcția de Mașini 16 (1964), № 7. стр. 351–355

ДК 621.46.13 :629.12

Гордеев, П.А. : **Современное положение в области развития двухтактных тихоходных высокомощных морских дизельных двигателей.**

Проводится сравнение основных технико-экономических показателей двухтактных высокомощных тиходных дизельных двигателей, причем особое внимание уделяется двигателям с прямоточной продувкой с клапанами.

Construcția de Mașini 16 (1964), № 7, стр. 356–362

ДК 631.35 :621.828,2

Тутунару, Д. Сегарцану, М. : **К вопросу изучения сферических механизмов для привода ножевых механизмов уборочных машин.**

Проводится кинематический анализ сферического механизма для привода ножевых механизмов уборочных машин.

Construcția de Mașini 16 (1964), № 7, стр. 362–366

ДК 621.9.001.6 :338.062.4 – 43

Мурэройю, И.: **Групповая технология, источник экономии металла.**

Предлагается аналитический метод определения оптимальной экономической эффективности расхода металла в рамках групповой технологии.

Construcția de Mașini 16 (1964), № 7, стр. 367–370

ДК 621.791.7 :669.14.081.45 :669.14.018.8

Лупеску, И. и *Майор, Г.*: **Сварка нержавеющих и жароупорных легированных сталей.**

Освещаются полученные заводом им. „23 Августа'' результаты ц связи со сваркой нержавеющих и жароупорных легированных сталей.

Constructia de Mașini 16 (1964), № 7, стр. 370–375

ДК 677.052

Марфьевич, Д.: **Гибкий сепаратор для кольцепрядильных и крутильных машин.**

Описывается бакелитовый сепаратор, применяемый на кольцепрядильных и крутильных машинах, с кольцами вместо металлического сепаратора. При этом анализируется соответствующая производственная технология.

Construcția de Mașii, 16 (1964), № 7, стр. 376–377

ДК 621.71 :621.9 :338.062.1

Кэлинеску, В.: **Метод критической трассы — новый способ планирования и контроля пофазного выполнения производственных процессов в рамках промышленной деятельности.**

Анализируется новый метод планирования и контроля пофазного выполнения производственных процессов в промышленности, причем отмечается непосредственная взаимосвязь между фазами фаботы, а также влияние одной фазы на остальные и на совокупность операций.

Construcția de Mașini 16 (1964), № 7, стр. 378–282

ДК 621.941.015 :621.753.1

Элекеш, К. и *Палла, И.*: **Об определении статической и динамической жесткости то карных станков.**

Приводится метод определения статической и динамической жесткости станков, при этом указываются мероприятия, благодаря которым можно увеличить или поддерживать жесткость на необходимом уровне.

Construcția de Mașini 16 (1964) № 7' р. стр. 382–393

DC 621.436.3.001.4

Vasilescu, C. A. and *Barbescu, B.* : **Tests with antechamber air nozzles withavariable number of openings in a compression-ignition engine.**

The results are given of experimental studies concerning the influence of the number of openingsinthe antechamber air nozzle on the combustion process in a compression-ignition engine.

Construcţia e Maşini 16 (1964), nr. 7, p. 351–355

DC 621.436. :629,12

Gordeev, P. A. : **The present stage and prospective development of high-power two-stroke slow speed marine Diesel engines.**

The main technical and economic indexes of high-power two-stroke slow-speed Diesel engines are pointed out insisting on the engines with uniflow valve scavenging.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 7, p. 356–362

DC 631.35 :621.828.2

Tutunaru, D. and *Segărceanu, M.* : **Contributions to the study of spherical devices for driving the cutting units in harvesters.**

The spherical devices for driving the cutting units in harvesters are analysed from the kinematic viewpoint.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 7, p. 362–366

DC 621.9 .001.6 :338.062.4 – 43

Murăroiu, I. : **The group technology as a source of metal savings.**

A presentation of an analytical method for determining the optimum economic efficiency in respect of metal consumption within the framework of the group technology.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 7, p. 367–370

DC 621.791.7 :669.14.018.45 :669.14.018.8

Lupescu, I. and *Maior, Gh.* : **The welding of some non-corrosive and refractory alloy steels.**

Some information is given concerning the results obtained within the framework of the „23 August" works in the field of non-corrosive and refractory alloy steel welding.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 7, p. 370–375

DC 677.052

Marfievici, D. : **Flexible balloon separators for twisting and ring spinning machines.**

A description is given of a bachelite balloon separator used in twisting and ring spinning machines as a substitute for metallic ones, analysing the respective manufacturing technology.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 7, p. 376–377

DC 621.71 :621.9 :338.062.1

Călinescu, V. : **The critical tracing method as a new method for planning and controlling the economical execution of different stages involved by the realization of industrial objectives.**

The author analyses a new method for planning and controlling the economical execution of the various objectives of the industrial activity. He emphasizes the direct correlation between the realization stages as well as the influence of one stage upon the others and upon the stages as a whole.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 7, p. 378–382

DC 621.941.015:621.753.1

Elekes, C. and *Palla, I.* : **Some observations concerning the determination of the static and dynamic rigidity in lathes.**

The article presents the method of determining the static and dynamic rigidity in lathes, pointing out the means of increasing or maintaining the rigidity at the requested level.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 7, p. 382–393

DK 621.436.3.001.4

Vasilescu, C. A. und *Barbescu, B.* : **Versuche mit Vorkammerdiffusoren mit einer verschiedenen anzahl von Düsenöffnungen bei einem Motor mit Kompressionszündung.**

Es werden die Untersuchungsergebnisse im Zusammenhang mit dem Einfluss der Anzahl der Düsenöffnungen des Vorkammerdiffusors auf den Verbrennungsprozess in einem Motor mit Kompressionszündung dargelegt.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 7, S. 351–355

DK 621.436.13 :629.12

Gordeev P. A. : **Der gegenwärtige Stand un die Weiterentwicklung der grossen langsamlaufenden Zweitakt-Schiffsdiesel.**

Es werden vergleichsweise die wichtigsten technisch-wirtschaftlichen Kenndaten der langsamlaufenden Zweitakt-Dieselmotoren von grosser Leistung dargelegt, wobei în eingehenderer Weise die Luftspeichermotoren behandelt werden.

Construcţia de maşini 16 (1964), H. 7, S. 356–362

DK 631.35 :621.828 2

Tutunaru, D. und *Segăreanu, M.* : **Beiträge zum Studium der Kugelgetriebe für den Antrieb der Schneidevorrichtung bei Erntemaschinen.**

Die Verfasser analysieren vom kinematischen Standpunkt aus das Kugelgetriebe der Schneidevorrichtung bei Erntemaschinen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 7, S. 362–366

DK 621.9.001.6 :338.062.4 – 43

Murăroiu, I. : **Die Gruppentechnologie, eine Quelle der Metalleinsparungen.**

Es wird ein alaytisches Verfahren zur Bestimmung der optimalen Metallwirtschaft im Rahmen der Gruppentechnologie dargelegt.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 7, S. 337–370

DK 621.791.7 :669.14.018.45 :669.14.018.8

Lupescu, I. und *Maior, Gh.* : **Das Schweissen der legierten nichtoxydierbaren und hitzebeständigen Stähle.**

Die Verfasser beschreiben die Ergebnisse, die in den „23-August"-Werken beim Schweissen legierter nichtoxydierbarer und hitzebeständiger Stähle erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 7, S. 370–375

DK 677.052

Marfievici, D. : **Flexible Ballonscheidevorrichtung für Ringspinn-und Zwirnmaschinen.**

Der Verfasser beschriebt die Ballonscheidevorrichtung aus Bakelit, die bei Ringspinn-und Zwirnmaschinen an Stelle einer Vorrichtung aus Metall verwendet wird. Gleichzietig wird auch die betreffenden Herstellungstechnologie analysiert.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 7, S. 376–377

DK 621.71 :621.9 :338.062 .1

Călinescu, V. : **Die Methode der kritischen Trasse, ein neues Verfahren zur Planung und Kontrolle der wirtschaftlichen Durchführung der Phasen bei der Verwirklichung der Zielsetzungen der Industrietätigkeit.**

Es wird ein neues Verfahren für die Planung und Kontrolle der Durchführung der Zieletzungen in der Industrietätigkeit analysiert, in dessen Rahmen die direkte Wechselwirkung der Durchführungsphasen und der Einfluss der einen Phase auf die andere und auf die Allgemeinheit zum Ausdruck gebracht wird.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 7, S. 378–282

DK 621.941.015 : 621.753.1

Elekes, C. und Palla, I. : **Über die Bestimmung der statischen und dynamischen Starrheit der Drehbänke.**

Es wird ein Verfahren zur Bestimmung der statischen und dynamischen Starrheit der Drehbänke dergelegt und die Massnahmen angeführt, durch die Starrheit erhöht oder auf dem notwendigen Niveau gehalten werden kann.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 7, S. 382–393

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILCR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, IULIE 1964, Nr. 7

Construcţie – Cercetare – Încercări

CZ 621.436.3.001.4

Încercări cu difuzoare de antecameră cu număr diferit de orificii la un motor cu aprindere prin compresiune

Ing. CĂLIN ADRIAN VASILESCU şi ing. BOGDAN BARBESCU

Motoarele cu aprindere prin compresiune şi antecameră ocupă un loc important în producţia motoarelor de putere mică şi medie. Ele au avantajul posibilităţii realizării unei arderi bune în spaţiul principal al camerei de ardere, cu un exces minim de aer, ca urmare a expulzării amestecului combustibilului parţial ars din antecameră. Procesul de ardere este condiţionat, între altele, atît de forma antecamerei, cît şi de secţiunea şi numărul de orificii ale difuzorului. În literatură există puţine date privind proiectarea camerelor de ardere divizate; în ultimul timp s-au publicat cîteva lucrări experimentale asupra studiului arderii în motoarele cu antecameră, însă concluziile sînt numai de natură indicativă şi uneori contradictorii, astfel că punerea la punct a unei camere de ardere urmează să se facă prin încercări.

În acest articol se studiază experimental influenţa numărului de orificii ale difuzorului antecamerei asupra proceselor de ardere, presupunîndu-se forma şi dimensiunile antecamerei date, poziţia central-simetrică a acesteia impusă şi secţiunea de curgere a orificiilor difuzorului cunoscută prin alte metode.

Procesul de ardere în motorul cu aprindere prin compresiune şi antecameră se desfăşoară după următoarea schemă:

În timpul cursei de compresiune, în antecameră pătrunde aer din cilindru, care se amestecă cu gazele de ardere rămase din ciclul precedent. Din cauza secţiunii mici de trecere prin regiunea difuzorului, aerul capătă o viteză mare, care în antecameră duce la o mişcare a aerului. În acest volum de aer în mişcare se realizează, înainte de punctul mort interior, injecţia de combustibil, sub forma unui con de picături de combustibil avînd un unghi la vîrf mic. Jetul de combustibil este alcătuit la periferie dintr-o manta de picături fine, care se împrăştie în antecameră şi se amestecă cu aerul, iar la centru, dintr-un nucleu de picături mai mari, care ajung în regiunea orificiilor difuzorului. După epuizarea perioadei de întîrziere la autoaprindere se realizează primele nuclee de flacără în partea în care s-au creat condiţiile favorabile (în special cele de dozaj). Fotografii efectuate într-o antecameră sferică [1] au arătat că aceste nuclee de flacără apar spre centrul camerei de ardere, adică în zona picăturilor fine care îmbracă jetul de combustibil. După constituirea procesului de ardere, presiunea în antecameră creşte, astfel că se realizează o expulzare prin orificiile difuzorului în camera principală a aerului, a combustibilului (parţial lichid şi parţial vaporizat) şi a gazelor de ardere. Procesul de expulzare se realizează, în general, cu mare energie, astfel încît în camera principală se produce o bună amestecare cu aerul existent, ceea ce permite o ardere completă în condiţiile unui coeficient al excesului de aer minim.

Rezultă deci că procesul de ardere în camera principală este determinat de amestecarea aerului aflat în cilindru cu substanţele expulzate din antecameră. Admiţîndu-se că energia de expulzare este suficientă pentru o amestecare satisfăcătoare, se constată că arderea din camera principală poate fi influenţată de forma acesteia, cum şi de modul în care orificiile difuzorului distribuie substanţele expulzate. Acest proces va fi studiat în continuare.

Energia pe care o au gazele expulzate variază cu viteza de curgere a acestora. Viteza de curgere este funcţie de raportul presiunilor între cele două camere; ea depinde de tipul, regimul şi sarcina motorului încercat. În figura 1 se prezintă diagramele indicate ale motorului, suprapuse cu cele ale antecamerei: variaţia presiunii în cilindru p_c şi în antecameră p_k, în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui cotit θ ($n = 1\,300$ rot/min, 80% sarcină).

În figura 2 s-a prelucrat diagrama determinîndu-se diferenţa de presiune $p_c - p_k$, raportul presiunilor $\frac{p_c}{p_k}$ şi $\frac{p_k}{p_c}$ şi viteza de curgere w, între cele două spaţii ale camerei de ardere. Se constată că presiunea variază diferit între cele două compartimente ale camerei de ardere, ceea ce duce la modificarea sensului de curgere a gazelor; se pot astfel stabili patru etape diferite în timpul procesului de ardere: la început, după autoaprindere, gazele curg încă din cilindru în antecameră, cu o viteză din ce în ce mai mică. Acest proces durează în cazul analizat, de la începutul injecţiei şi pînă la 5 grade înainte de punctul mort interior, cînd se realizează egalizarea presiunilor între cele două camere şi curgerea încetează. Urmează o etapă în care gazele curg din antecameră în cilindru cu viteză mare, pentru ca în a treia perioadă să se schimbe din nou sensul de curgere, dinspre cilindru spre antecameră şi, în final, să se realizeze din nou curgerea gazelor din antecameră în cilindru, de data aceasta cu o viteză mai mică.

Ca urmare a celor expuse şi în urma analizei diagramelor indicate şi a fotografiilor de procese de ardere publicate în literatură, se poate presupune că expulzarea majorităţii conţinutului de combustibil din antecameră are loc în perioada primei etape de curgere a gazelor din antecameră în cilindru.

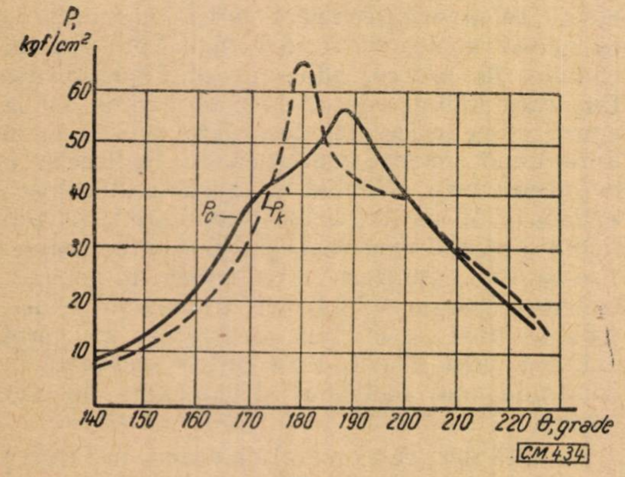


Fig. 1

Se constată (fig. 2) că vitezele de curgere în această perioadă sînt relativ mari, atingînd 600 —700 m/s, ceea ce denotă o energie mare a gazelor expulzate. Energia gazelor expulzate

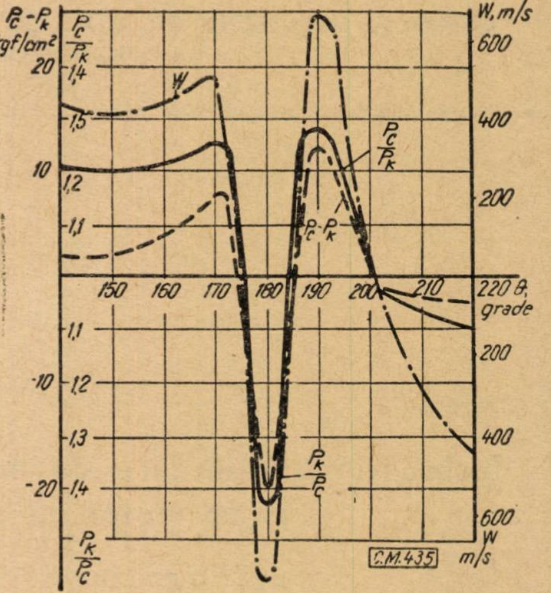


Fig. 2

se poate calcula, pentru un moment dat, cu relaţia:

$$E = \frac{Gw^2}{2g}, \tag{1}$$

în care: $G = A\gamma w$ şi $\gamma = \frac{p_c}{RT}$ (în ipoteza că nu se atinge regimul supracritic); ca urmare rezultă energia gazelor expulzate:

$$E = \frac{1}{2g} A \frac{p_c}{RT} w^3 \tag{2}$$

sau admiţînd constantă temperatura T,

$$E = \text{const. } p_c w^3. \tag{3}$$

În figura 3 se prezintă valoarea energiei gazelor expulzate din antecameră, calculată cu relaţia (3). Se constată că, o dată cu creşterea vitezei, energia atinge valori foarte mari, deoarece aceasta variază cu puterea a treia a vitezei, ea devenind maximă cu puţin înainte de punctul mort interior.

În camera principală de ardere gazele se deplasează atît axial, cît şi radial, ca urmare a formei profilate a capului pistonului (fig. 4).

Pentru această formă de piston şi pentru o turaţie constantă, se prezintă în figura 5 valoarea vitezelor axiale w_a şi radiale w_r ($n = 1\,000$ rot/min); se constată că aceste viteze sînt relativ mici (deci duc la energii mici) şi tind spre zero, tocmai în perioada (spre punctul mort interior) în care viteza gazelor expulzate din antecameră este maximă.

Ca urmare a acestei analize rezultă că viteza de deplasare a aerului în camera principală, avînd o valoare redusă față de viteza gazelor expulzate, nu va putea să influențeze sensibil mișcarea acestora și în consecință se va urmări în continuare numai efectul expulzării gazelor, considerat determinant pentru această etapă. Ca urmare, în distribuirea cît mai bună a conținutului antecamerei în aerul din camera principală, un rol important îl va avea difuzorul cu orificiile sale.

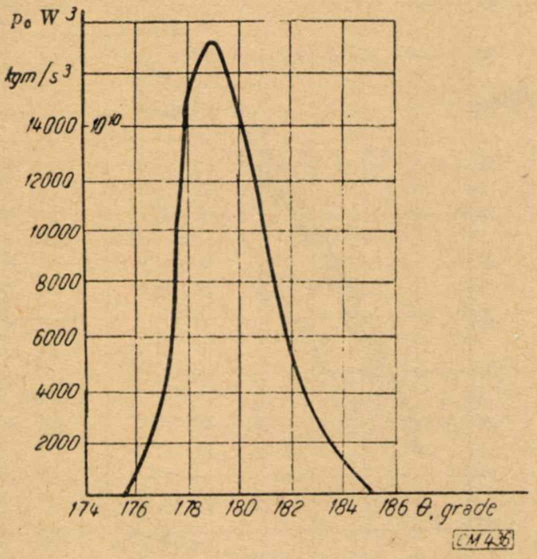


Fig. 3

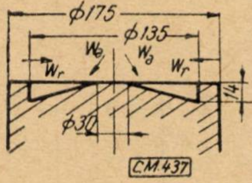


Fig. 4

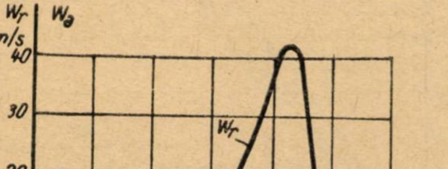


Fig. 5

Pentru arderea ulterioară și pentru perioada celei de-a doua curgeri din antecameră, joacă rol pentru o bună amestecare și curentul de gaz născut în camera principală prin deplasarea capului profilat al pistonului.

În cadrul încercărilor s-au utilizat șase difuzoare de aceeași formă, însă cu număr de orificii diferit. S-au făcut experimentări pe un motor monocilindric avînd diametrul cilindrului $D' = 175$ mm și o putere de circa 55 CP la 1 300 rot/min; motorul a fost montat pe un banc de probe echipat cu o frînă hidraulică (fig. 6) la institutul de energetică al Academiei R.P.R.

Difuzoarele încercate au avut aproximativ aceeași secțiune a orificiilor, presupusă optimă și dedusă pe considerente de similitudine, în afara difuzorului nr. 1, care este realizat constructiv ca și difuzorul nr. 3, însă are o secțiune aproximativ pe jumătate (diametrul unui orificiu este identic cu cel al difuzorului nr. 0). Datele caracteristice ale difuzoarelor încercate (fig. 7) sînt prezentate în tabela 1.

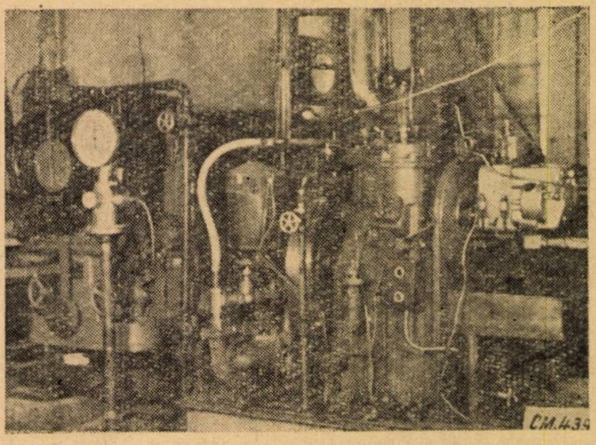


Fig. 6

Tabela 1

Difuzor nr.	Numărul de orificii	Diametrul, mm	Coeficientul de debit	Secțiunea calculată, mm²	Secțiunea reală, mm²
0	6	5,5	0,748	142,0	106,0
1	3	5,5	0,680	71,2	48,4
2	4	6,8	0,820	145,0	119,0
3	3	7,8	0,700	143,0	100,1
4	1	12,0	0,930	110,0	103,2
5	8	4,7	0,830	139,0	115,0

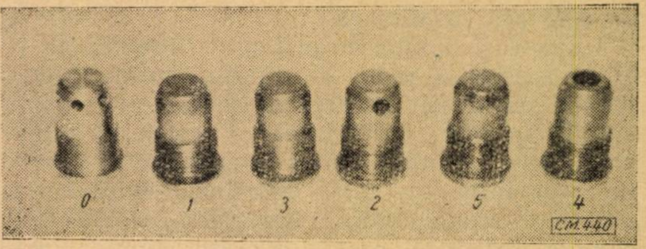


Fig. 7

Valoarea coeficientului de debit al orificiilor difuzoarelor a fost calculată din determinări în regim permanent [2].

Datele încercărilor de banc, putere efectivă P_e şi consum specific efectiv de combustibil c_e în funcţie de turaţie n pentru sarcinile de 100%, 80% şi 60% sînt reprezentate în figurile 8, 9 şi 10. Datele obţinute la plină sarcină (fig. 8) trebuie să fie privite cu oarecare prudenţă, deoarece aprecierea limitei de fum în timpul funcţionării ar fi putut duce la modificarea regimului de lucru al motorului.

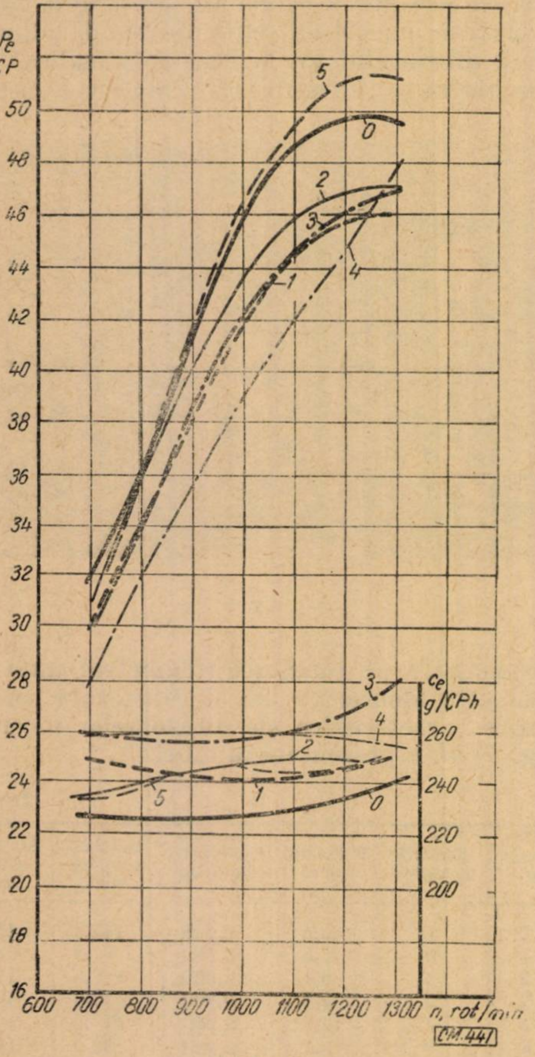


Fig. 8

Analizîndu-se influenţa difuzoarelor încercate, se constată următoarele:

La acelaşi număr de orificii 3 (difuzoarele 1 şi 3) secţiunea reală de curgere influenţează relativ puţin atît puterea obţinută, cît şi consumul specific. Comparate cu celelalte difuzoare, acestea funcţionează nesatisfăcător; prin urmare, influenţa unei distribuţii imperfecte a gazelor expulzate din antecameră în aerul din camera principală precumpăneşte asupra efectului secţiunii de curgere a orificiilor difuzorului.

Totuşi se observă că în funcţie de regimul de turaţie şi de sarcină, influenţa secţiunii de curgere este diferită, observîndu-se o deficienţă a difuzorului cu secţiune totală mai mică (nr. 1) la turaţiile mari ale motorului.

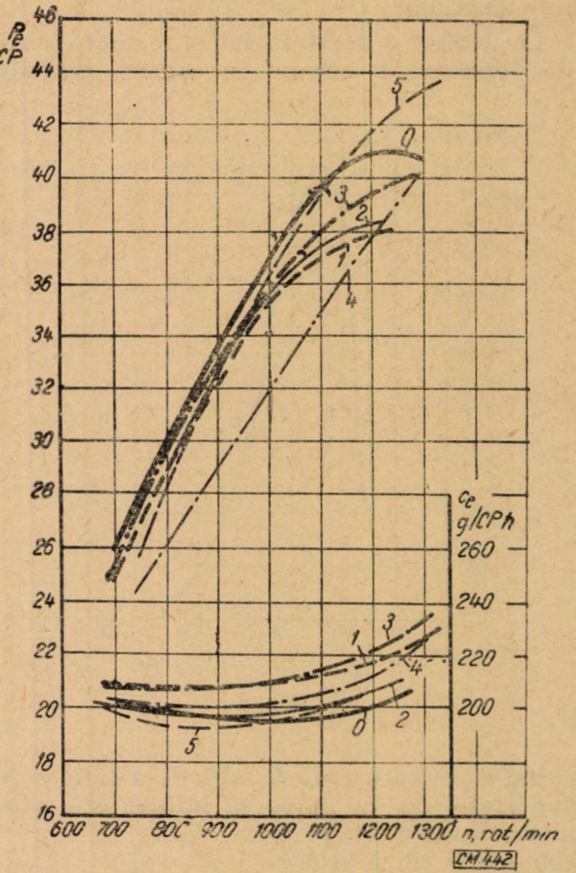


Fig. 9

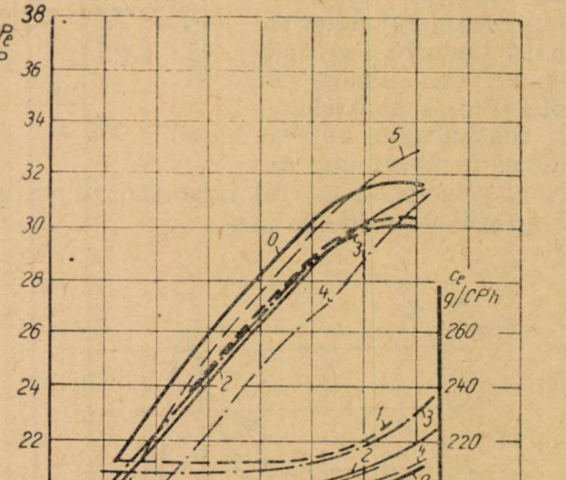


Fig. 10

La secțiune reală de curgere relativ apropiată, numărul de orificii influențează puterea și economicitatea. Difuzorul cu un singur orificiu axial a dat la toate încercările puterea cea mai mică, însă consumul specific a fost diferit, acest difuzor comportîndu-se mai bine la sarcini parțiale decît difuzorul cu trei orificii.

Pe baza datelor obținute se poate face următoarea discuție. Se poate presupune — forma camerelor de ardere rămînînd neschimbată și secțiunea totală a orificiilor aceeași — că arderea în antecameră, într-o primă etapă, este independentă de numărul de orificii și prin urmare energia gazelor insuflate rămîne constantă. Se poate presupune că, la vitezele mari de curgere jetul de gaz are posibilitatea să se amestece cu aerul din camera principală, numai că timpul necesitat de amestecare va varia în funcție de distribuția jeturilor în aerul disponibil, fiind cu atît mai mare, cu cît numărul de jeturi va fi mai mic (aceasta pînă la un anumit număr maxim de jeturi); aceasta se va reflecta în primul rînd în consumul specific de combustibil, deoarece o prelungire a duratei de ardere are drept efect micșorarea randamentului; amestecarea în camera principală poate fi corectată însă prin forma acesteia. Rezultă deci că în afară de numărul de orificii ale difuzorului, arderea va fi influențată de forma camerei principale de ardere, în special în perioada de după expulzarea gazelor din antecameră. Aceste considerente au fost puse în evidență prin experimentări realizate cu trei forme de cap ale pistonului, care modifică forma camerei principale de ardere și difuzorul cu șase orificii, la 80% sarcină (fig. 11). Se constată că abaterea formei camerei de ardere de la forma optimă (diametrul profilului capului pistonului 135) se reflectă în valoarea consumului specific de combustibil, care crește la turații mari. Acest fapt, corelat cu cele constatate la difuzorul cu opt orificii, permite să se presupună că amestecarea gazelor expulzate din antecameră cu aerul din camera principală, datorită energiei de expulzare, este necorespunzătoare la turații mari și prin urmare curba de consum specific de combustibil se poate corecta printr-o formă avantajoasă a camerei principale de ardere.

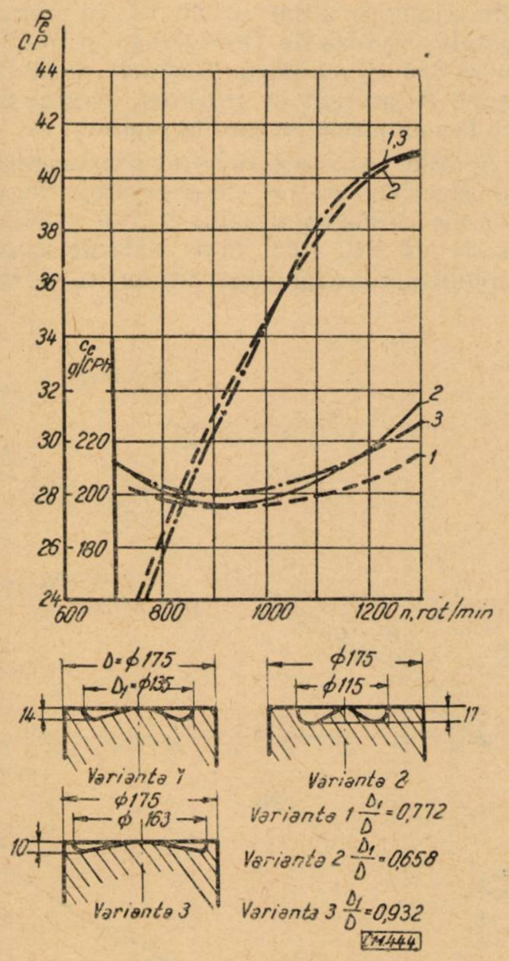


Fig. 11

Cercetarea experimentală efectuată a scos în relief următoarele elemente caracteristice pentru motoarele cu aprindere prin compresiune cu antecameră :

Pentru o geometrie de cameră de ardere dată, creșterea numărului de orificii ale difuzorului antecamerei (cu menținerea aceleiași secțiuni de curgere) îmbunătățește performanțele motorului; există un număr de orificii (pentru cazul studiat 6—8) la care se obțin performanțe maxime. O dată cu creșterea turației motorului sînt de preferat difuzoarele cu mai multe orificii și cu secțiunea mai mare.

Asupra randamentului motorului (consumului specific de combustibil) joacă un rol important procesele de amestecare în camera principală determinate de geometria acesteia, care influențează arderea în etapele ulterioare insuflării, condiționînd micșorarea timpului de ardere în camera principală.

Ca urmare a influenței diferite pe care o au sarcina și turația asupra procesului de amestecare și de ardere rezultă că în funcție de regimul de lucru al motorului este necesar să se construiască o cameră de ardere care să realizeze optimum pentru situația dată.

---

[1] *Fuji Nagao, Harutoshi Kokimato, Yoshikazu Matsuoka* și *Shumio Oshika*. Photographic study of combustion in a precombustion type diesel engine. In Bull. of JSME 1960, vol. 3, nr. 12, 1960, p. 507.

[2] *Vasilescu, C. A.* Studiul coeficientului de debit a orificiilor camerelor de ardere la motoarele cu aprindere prin compresiune. În : Studii și cercetări de energetică, seria B, t. **XII**, 1962, p. 487.

CZ 621.436.13 :629.12

Stadiul actual şi dezvoltarea motoarelor Diesel navale lente în doi timpi, de mare putere

P. A. GORDEEV

Dezvoltarea flotei comerciale moderne a determinat crearea unor vase cu tonaj din ce în ce mai mare şi mărirea vitezei de deplasare a acestora. Ambele măsuri impun mărirea puterii instalaţiei energetice a vasului, fapt care a determinat, în ultimii 10 –15 ani, creşterea puterii maxime pe agregat a motoarelor Diesel navale în doi timpi de la 8 000 –10 000 CP pînă la 15 000 –20 000 CP şi chiar mai mult.

Indicii tehnico-economici înalţi ai motoarelor Diesel lente (n = 100 –150 rot/min) şi tendinţa de a mări capacitatea acestor motoare în întrecerea lor cu instalaţiile de turbine cu abur au obligat firmele constructoare să treacă la diametre de cilindru de 840 –900 mm, presiunea medie efectivă ajungînd la 8 –9 kgf/cm^2.

În Uniunea Sovietică, fabricarea motoarelor Diesel lente de mare putere a început relativ recent. În legătură cu aceasta, a prezentat importanţă analiza stadiului actual al fabricaţiei motoarelor din clasa amintită, al parametrilor şi indicilor lor, cum şi precizarea principalelor tendinţe ale dezvoltării lor în viitor. Aceste probleme au constituit obiectul unei lucrări întocmite de colectivul Catedrei de motoare navale cu ardere internă a Institutului de construcţii navale din Leningrad şi T.N.I.D.I. în 1962 – 1963.

Articolul de faţă cuprinde extrase din această lucrare, referitoare la compararea indicilor principali ai motoarelor Diesel lente de mare putere şi, mai ales, ai motoarelor cu baleiaj în echicurent cu supape. La alcătuirea lui au fost utilizate datele din revistele de specialitate şi din cataloagele unor firme din ţări occidentale.

În tabela 1 sînt prezentate principalele caracteristici ale motoarelor Diesel navale lente în doi timpi, de mare putere, construite de cele mai importante firme din străinătate. Pe lîngă datele referitoare la motoare cu baleiaj în echicurent cu supape, tabela conţine şi informaţii asupra motoarelor fabricate de firmele MAN şi Sulzer, care au o largă răspîndire în flota comercială; n-au fost incluse în tabelă date privind motoarele Fiat şi Doxford, mai puţin utilizate în flota comercială, în ultimul timp, asupra cărora informaţiile au fost insuficiente. Tabela cuprinde date publicate la începutul anului 1963, corespunzătoare regimului nominal al motoarelor cu alezajul între 740 şi 900 mm.

Din tabela 1 se observă că pentru motoarele care au diametrul cilindrului D cuprins între 740 şi 780 mm, puterea efectivă pe cilindru, P_{e1}, variază de la 1 250 pînă la 1 600 CP; valori superioare prezintă motoarele construite de firmele B &W, Stork, MAN şi Sulzer, iar valori inferioare — motoarele construite de firmele Mitsubishi şi Götaverken. Pentru diametrul cilindrului cuprins între 840 şi 900 mm motoarele firmelor B & W, Stork şi Mitsubishi au puterea pe cilindru de 2 000 – 2 100 CP, motoarele RD90 (Sulzer) de 6, 9 şi 12 cilindri ajung la 2 100 –2 350 CP/cilindru, iar motoarele produse de Götaverken şi MAN, la 1 650 –1 835 CP/cilindru. Ultimele două firme se ocupă în prezent de ridicarea acestui parametru la motoarele pe care le produc.

În figurile 1 şi 2 este redată variaţia presiunii medii efective, p_e pe caracteristica de elice pentru motoarele cu alezajul de 740 –780 mm, respectiv de 840 –900 mm. Valorile maxime corespund motoarelor construite de firmele B &W

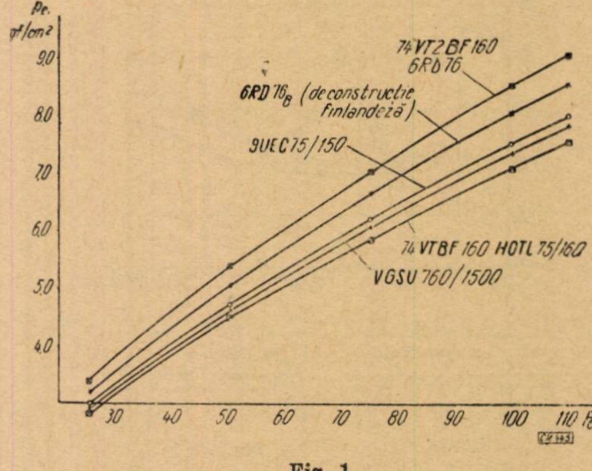


Fig. 1

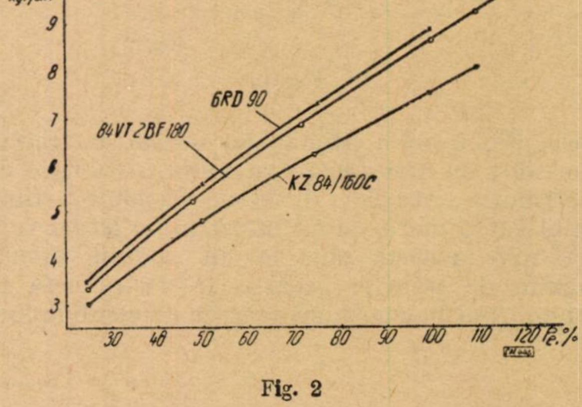


Fig. 2

şi Sulzer: pentru prima clasă 8,55 –8,60 kgf/cm², iar pentru a doua clasă 8,60 –8,83 kgf/cm².

La compararea valorilor nominale P_{e1} şi p_e trebuie să se ţină seamă de faptul că, în timp ce în U.R.S.S. se consideră că puterea instalată sau de exploatare a motorului pe vas reprezintă minimum 95 % din puterea nominală, la majoritatea motoarelor fabricate în străinătate puterea instalată este cu 10 –15 % mai mică decît cea nominală. De exemplu, după datele referatului B11 al Congresului CIMAC (Copenhaga, 1962) motorul Diesel 774 VTBF160 cu parametrii nominali de 8 750 CP, respectiv 7,12 kgf/cm² la 115 rot/min, are la turaţia menţionată, puterea instalată pe vas de 7 600 CP, căreia îi corespunde presiunea medie efectivă de 6,2 kgf/cm². De la această regulă generală fac excepţie unele motoare Diesel japoneze.

Turaţia nominală a motoarelor Diesel navale lente în doi timpi, de mare putere, variază în limite restrînse: de la 110 rot/min (motoarele 84VT2BF160 şi HOTL 85/180) pînă la 120 rot/min (motoarele UEC). Evident, aceeaşi variaţie este acuzată şi de viteza medie a pistonului w_{pm} (tabela 1).

În ceea ce priveşte consumul specific de combustibil, c_e şi c_i, efectiv şi indicat trebuie arătat că între datele publicate în literatură şi valorile obţinute în exploatare pe motoare de serie există diferenţe apreciabile. Datele din literatură reflectă cele mai bune rezultate ale încercărilor efectuate de constructor, uneori în condiţii speciale (de exemplu, cu o răcire accentuată a aerului admis); în exploatare aceste procedee nu pot fi reeditate şi, în general, nu se pot reduce valorile c_e şi c_i la condiţiile standard de putere calorică, din cauza lipsei de informaţii asupra calităţii combustibilului folosit la încercări. De aceea consumurile specifice efective stabilite la funcţionarea motoarelor pe nave sînt mai mari cu 4 –6 gf/CPh.

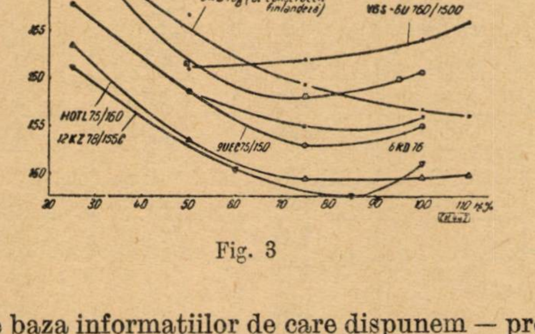


Fig. 3

Pe baza informaţiilor de care dispunem — prezentate în parte în tabela 1 — s-a reprezentat grafic variaţia consumului specific efectiv de combustibil pe caracteristica de elice.

La motoarele cu alezajul de 740 –780 mm, consumul specific efectiv este cuprins, la regim nominal, între 149 şi 165 gf/CPh (fig. 3). Compararea diferitelor valori din cadrul acestui interval trebuie făcută ţinînd seamă de factorii care le influenţează, cum sînt schema de supraalimentare şi configuraţia camerei de ardere.

La schemele de supraalimentare cu presiunea gazelor înaintea turbinei p_g constantă este necesară, de obicei, prezenţa unei suflante antrenate de motor (treapta a doua), pentru a asigura pornirea şi funcţionarea mai stabilă la sarcini parţiale. Acest fapt determină scăderea randamentului mecanic, ceea ce explică, în principal, creşterea consumului specific efectiv de combustibil. De aceea, cele mai ridicate valori din intervalul citat aparţin motoarelor care au această schemă de supraalimentare: motoarele Götaverken la care randamentul mecanic este de 0,84 –0,86.

O mai bună utilizare a energiei cinetice de destindere a gazelor se obţine la schemele cu turbină cu impuls, adoptate la celelalte motoare cu baleiaj în echicurent, cu supape, prezentate în tabela 1. Diferenţele dintre consumurile specifice ale acestora se datoresc formei camerelor de ardere şi modului de formare a amestecului, care depind, în primul rînd, de numărul de supape de evacuare şi de dispunerea injectoarelor.

Din acest punct de vedere, se utilizează două soluţii constructive:

— chiulase cu o singură supapă, centrală, cu diametru mare şi două sau trei injectoare dispuse lateral;

— chiulasă cu 2, 3 sau 4 supape şi un injector dispus central.

Prima soluţie prezintă unele avantaje ca, de exemplu, construcţia mai simplă şi mai robustă a chiulasei, respectiv rezistenţa sporită la solicitările mecanice şi termice, mai ales în cazul cînd evacuarea se efectuează prin bucşa supapei. Soluţia comportă însă şi unele dezavantaje. Astfel dimensiunile mari ale supapei (diametrul de 360 –400 mm) îngreunează fabricaţia şi exploatarea şi determină o încărcare termică înaltă. De asemenea, dispunerea laterală a mai multor injectoare comandate de un singur piston plonjor al pompei de injecţie provoacă o înrăutăţire a procesului de formare a amestecului, ca urmare a neuniformităţii inevitabile a debitului injectat atît la sarcină plină, cît şi la sarcini parţiale. În sfîrşit, secţiunea de trecere la evacuare fiind mai mică decît la variantele cu mai multe supape şi valoarea admisibilă a acceleraţiei supapei limitată, din cauza masei importante, este necesar să se asigure un avans mare la deschiderea supapei (88 –92 grade înainte de punctul mort exterior), ceea ce influenţează în mod defavorabil parametrii indicaţi ai motorului.

Denumirea	Simbolul	Dimensiunea	B & W		
			74VTBF160	74VT2BF160	84VT2BF180
1	2	3	4	5	6
Diametrul cilindrului	D	mm	740	740	840
Cursa pistonului	S	mm	1 600	1 600	1 800
Raportul dintre cursa pistonului şi diametrul cilindrului	S/D	—	2,16	2,16	2,14
Cilindreea	Vs	dm³	687	687	997
Turaţia	n	rot/min	115	115	110
Puterea efectivă pe cilindru	P_{e1}	CP	1 250	1 500	2 100
Puterea indicată pe cilindru	P_{i1}	CP	1 403	1 670	2 335
Presiunea medie efectivă	p_e	kgf/cm²	7,12	8,55	8,60
Presiunea medie indicată	p_i	kgf/cm²	8,00	9,50	9,55
Viteza medie a pistonului	wp_m	m/s	6,15	6,15	6,60
Consumul specific efectiv de combustibil	c_e	gf/CPh	158—162	158—162	155—160
Consumul specific indicat de combustibil	c_i	gf/CPh	141—144	142—146	139—142
Randamentul efectiv	η_e	%	~39,1	~39,1	~40,0
Randamentul indicat	η_i	%	~44,0	~43,4	~44,4
Randamentul mecanic	η_m	%	89	90	90
Consumul specific de aer	c_a	kgf/CPh	7,2	8,0	8,0
Presiunea maximă de ardere	p_z	kgf/cm²	55—57	65	65
Presiunea maximă de compresiune	p_c	kgf/cm²	45—47	54	55
Presiunea de supraalimentare	p_s	kgf/cm²	1,4—1,5	1,65—1,80	1,65—1,80
Temperatura aerului refulat de turbosuflantă	t_s	°C	60—65	—	90—92
Temperatura aerului la intrarea în cilindru	t_s'	°C	30—35	—	28—30
Temperatura gazelor la ieşirea din cilindru	t_g	°C	380—420	340—360	375
Temperatura gazelor la intrarea în turbosuflantă	t_g'	°C	440—480	360—400	—
Turaţia turbosuflantei	n_t	rot/min	6 000	6 800	—
Căderea de temperatură în răcitorul de aer	$\Delta t_{răc}$	°C	30—35	—	65—67
Fracţiunea din cursă pierdută pentru baleiaj	ψ_b	—	0,0845	0,09	—
Raportul de comprimare faţă de închiderea organelor de evacuare	ε_e	—	11,7	11,48	—
Raportul de comprimare faţă de închiderea ferestrelor de baleiaj	ε_b	—	12,8	12,6	—
Coeficientul total de exces de aer	λ	—	3,1	3,5	3,6
Începutul deschiderii organelor de evacuare faţă de PME	φ_e	grade	88,5	91,5	—
Închiderea organelor de evacuare faţă de PME	φ_e'	grade	54,4	55,5	—
Deschiderea şi închiderea ferestrelor de baleiaj faţă de PME	φ_b	grade	38	39,5	—
Raportul p_i/p_s		—	5,50	5,52	5,53
Raportul p_e/p_s		—	4,90	4,97	4,98
Raportul p_s/p_e		—	38,6	37,8	37,7
Raportul p_z/p_i		—	7,0	6,85	6,82
Raportul p_z/p_e		—	7,88	7,60	7,56
Coeficientul de supraalimentare	$\lambda_s = \frac{p_e}{p_e^n}$	—	1,36	1,63	1,64
Presiunea medie efectivă a motorului nesupraalimentat	p_e^n	kgf/cm²	5,22	5,22	5,22

Tabela 1

Stork		Mitsubishi		Götaverken		MAN		Sulzer	
HOTL 75/160	HOTL 85/180	UEC 75/150	UEC 85/160	VGSU 760/1500	VGAU 850/1700	KZ 78/155C	KZ 84/160C	RD 76	RD 90
7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
750	850	750	850	760	850	780	840	760	900
1 600	1 800	1 500	1 600	1 500	1 700	1 550	1 600	1 550	1 550
2,13	2,12	2	1,88	1,97	2	1,99	1,91	2,04	1,725
707	1 020	662	907	680	965	740	887	703	987
115	110	120	120	112	115	115	115	119	119
1 250 1 500	2 100	1 330	2 000	1 250	1 835	1 500	1 650 1 835	1 500 1 600	2 000 2 300
1 375 1 650	2 280	1 480	2 220	1 452	2 140	1 690	1 890 2 100	1 670 1 775	2 210 2 540
6,92 8,32	8,45	7,55	8,26	7,38	7,45	7,93	7,30 8,10	8,08 8,60	7,67 8,83
7,60 9,13	9,20	8,40	9,20	8,60	8,67	9,00	8,35 9,27	8,98 9,55	8,48 9,75
6,15	6,60	6,00	6,40	5,60	6,53	5,95	6,14	6,15	6,15
149–152	148–152	152–154	152–154	160–165	159–162	153	153	153	150–154
135–138	136–140	137–138	137–138	137–142	137–139	135	133	138	137–139
∼41,6	∼41,7	∼41,0	∼41,0	∼38,5	∼38,9	40,8	40,8	40,8	∼41,2
∼45,8	∼45,4	∼45,5	∼45,5	∼44,8	∼45,4	46,2	47,0	45,3	∼45,7
91	92	90	90	86	86	88	87,4	90	90,5
7,2–7,6	8,23	6,8	6,8	7,2	6,8	7,83	–	–	7,4
62	65	55	65	56	65	61	65	70–74	66–78
46	50	44	48	46	49	45	44	44	46
1,42	1,69	1,41	1,50	1,7–1,8	1,68	1,75	1,60–1,72	1,72–1,80	1,72–2,00
84	80	65	75	–	–	–	103	98	88
34	35	30	35	–	30	40	35	35	35
315	320	–	400	345–360	–	330	–	–	325
360	365	380	450	380	430	380	390	425	414
7 500–8 000	850	6 100	–	6 000	–	6 140	–	–	–
50	45	35	40	–	–	–	68	63	53
0,13	0,128	–	–	–	–	–	–	–	–
11,8	11,8	–	–	12,7	12,7	–	–	–	–
11,03	11,03	12,5	–	10,4	–	–	–	–	–
3,55	5,78	3,13	3,13	–	–	–	–	–	–
85	90	81	–	76	–	–	–	67	67
–	57,5	–	–	63	–	–	–	60	60
38	48	–	–	39	–	–	–	45	45
5,35	5,44	5,96	6,13	4,91	5,16	5,15	∼5,30	∼5,24	4,89
4,87	5,00	5,36	5,50	4,22	4,43	4,52	4,63	4,72	4,42
43,7	38,4	39,0	43,3	32,0	38,7	34,8	37,8	40,7	38,6
8,15–6,80	7,07	6,55	7,07	6,52	7,50	6,78	7,02	7,77	7,79
8,95–7,45	7,70	7,28	7,87	7,60	8,74	7,69	8,03	8,63	8,72
1,32–1,59	1,62	1,45	1,58	1,41	1,43	1,55	1,43–1,59	1,58–1,73	1,50–1,73
5,22	5,22	5,22	5,22	5,22	5,22	5,10	5,10	5,10	5,10

Considerăm că cele expuse explică valorile mai ridicate ale consumurilor specifice efective ale motoarelor cu astfel de camere de ardere; este cazul motoarelor B & W, la care parametrul luat în discuţie este cu 5 –8% mai mare decît motoarele Stork şi Mitsubishi. La acesta din urmă este adoptată a doua soluţie, la care procesul de formare a amestecului decurge în condiţii mult mai bune. Secţiunea totală de trecere a gazelor fiind mai mare, s-a putut micşora avansul la deschiderea supapelor, ceea ce a dus la creşterea randamentului indicat — corelată cu obţinerea unor încărcări dinamice raţionale ale sistemului de acţionare a supapelor — şi deci la reducerea consumului specific efectiv.

Caracteristic tuturor motoarelor din clasa 740 –780 mm (fig. 3) este faptul că valoarea minimă a consumului specific efectiv se realizează la puterea de 70 –80% din cea nominală, iar la 25% din aceasta, creşterea consumului în raport cu cel nominal este de 6 –10%.

Cele menţionate mai sus sînt valabile şi în cazul motoarelor cu diametrul cilindrului cuprins între 840 şi 900 mm (fig. 4). Deoarece consumurile specifice efective ale acestor motoare nu diferă, la sarcini parţiale, cu mai mult de 7 –8% –la 75% din puterea nominală dispersia consumurilor este de ~ 5%— se poate considera că motoarele studiate sînt echivalente sub aspectul economicităţii.

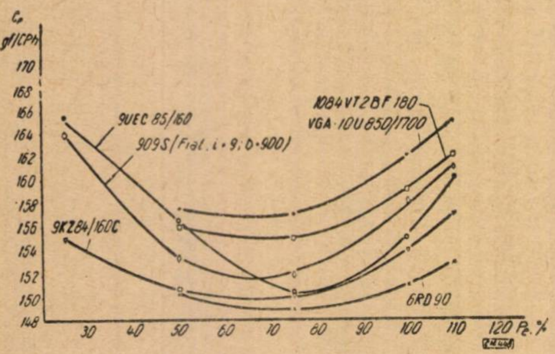


Fig. 4

Compararea consumurilor specifice indicate de combustibil dezvăluie o dispersie însemnată a valorilor respective în cazul sarcinilor mici, datorită probabil erorilor mari introduse la determinarea presiunilor medii indicate cu ajutorul indicatorului mecanic. La sarcină plină aceste consumuri sînt cuprinse între 135 şi 146 gf/CPh; valorile superioare aparţin tot motoarelor B & W, datorită cauzelor semnalate anterior.

Problema randamentului mecanic η_m a fost atinsă, în cele precedente, cu ocazia elucidării influenţei pe care o are asupra acestui parametru schema de supraalimentare proprie diferitelor motoare studiate. Faţă de valoarea medie de 0,90, corespunzătoare supraalimentării cu turbină cu impuls, atrag atenţia valorile ridicate ale randamentelor mecanice ale motoarelor Stork (0,91 –0,92 şi chiar mai mult). Este dificil de precizat dacă astfel de randamente superioare sînt rezultatul perfecţiunii motorului sau al metodicii de determinare a presiunii medii indicate.

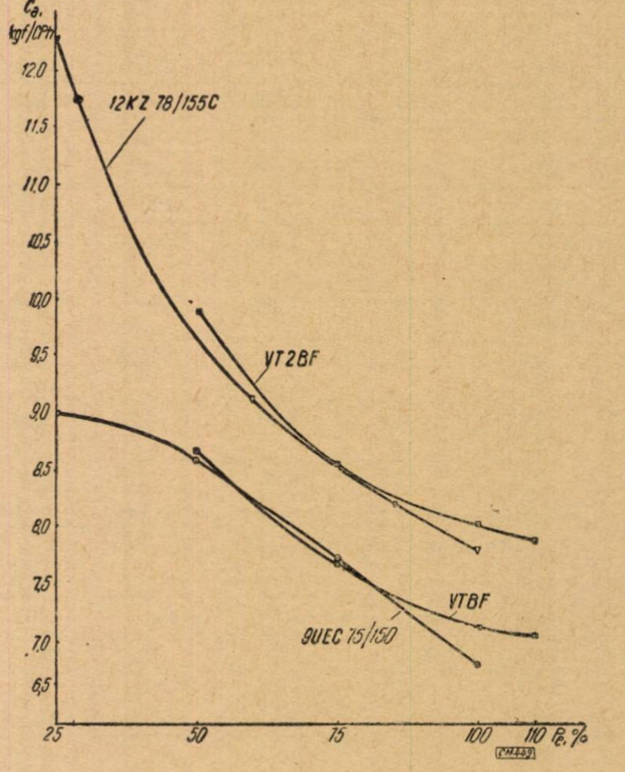


Fig. 5

În figurile 5 şi 6 se prezintă variaţia consumului specific de aer c_a pe caracteristica de elice, pentru cele două clase de motoare.

Concluziile ce se desprind din examinarea acestor figuri, ca şi a datelor din tabela 1, sînt interesante; contrar concepţiei că schemele de baleiaj în echicurent sînt avantajoase, în ceea ce priveşte consumul specific de aer, se observă valori destul de mari ale acestui parametru

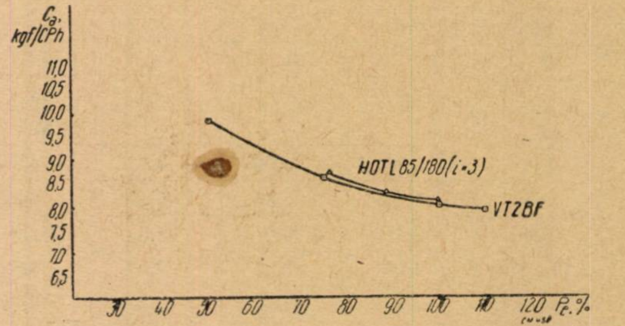


Fig. 6

la unele motoare studiate. Creşterea consumului specific de aer, la motoarele cu un grad de forţare ridicat al presiunii medii efective (la motoarele VT2BF şi HOTL 85/180 c_a este cu 5–15% mai mare decît celelalte), pare a fi explicată prin tendinţa firmelor constructoare de a menţine în limite admisibile regimul termic al grupului cilindru-piston. Valori mai mici corespund motoarelor Sulzer, la care pistoanele sînt răcite cu apă, şi mai ales motoarelor cu un grad de forţare mai redus al presiunii medii efective (Mitsubishi, Götaverken).

Presiunile maxime de ardere şi de compresiune, p_z şi p_c, variază în funcţie de coeficientul de supraalimentare λ_s (tabela 1). Valorile mai ridicate ale primului parametru la motoarele Sulzer se datoresc creşterii mai rapide a acestuia cu sarcina şi explică printr-o anumită măsură valorile relativ reduse ale consumurilor specifice efectiv şi indicat.

Compararea datelor referitoare la presiunea de supraalimentare p_s evidenţiază gradul diferit de perfecţionare a sistemului de baleiaj-supraalimentare. Se observă (tabela 1, figura 7 — variaţia p_s, pe caracteristica de elice pentru $D = 740$ –780 mm şi figura 8 — variaţia p_s pe caracteristice de elice pentru $D = 840$ –900 mm) că motoarele supraalimentate conform soluţiei $p_g =$ const. (Götaverken şi Fiat) au, la un grad de forţare mai mic al presiunii medii efective, presiuni de supraalimentare mai mari decît motoarele supraalimentate cu turbină cu impuls. De asemenea, pentru coeficientul de supraalimentare de 1,3 –1,4, presiunea de supraalimentare este ceva mai mică la motoarele Stork şi Mitsubishi, decît la motoarele B & W.

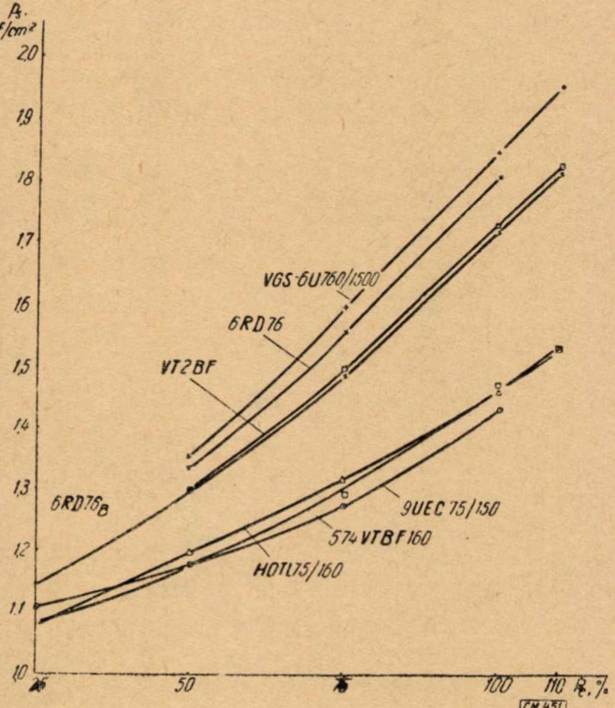


Fig. 7

Partea finală a tabelei 1 se referă la parametrii care caracterizează procesul gazodinamic şi funcţionarea turbocompresorului şi la unele rapoarte caracteristice : p_i/p_s, p_e/p_s, p_z/p_s etc.

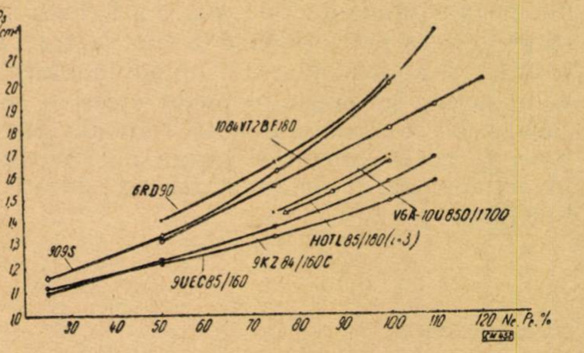


Fig. 8

Ca o tendinţă generală rezultă că firmele constructoare mai importante de motoare Diesel navale lente în doi timpi îşi îndreaptă la ora actuală atenţia spre obţinerea unor performanţe superioare, de exemplu, putere pe cilindru în jurul a 2 000 CP. In acest scop ele întreprind numeroase cercetări experimentale privind procesul de lucru, schemele de supraalimentare, solicitările mecanice şi termice ale pieselor principale.

Se constată o orientare către mărirea gradului de forţare a presiunii medii efective, printr-o supraalimentare adecvată ; în acelaşi timp se tinde să se păstreze pe cît posibil dimensiunile fundamentale ale motoarelor în fabricaţie şi implicit să se reducă nomenclatorul de ansambluri şi piese de rezervă. Creşterea presiunii medii efective duce la majorarea tensiunilor termice; pentru a proteja pistonul şi supapele de supraîncălzire, unii constructori recurg la mărirea consumului specific de aer, această metodă creînd însă dificultăţi în ceea ce priveşte închiderea bilanţului energetic al turbosuflantei. Ţinînd seamă de aceasta, o dată cu mărirea presiunii medii efective trebuie asigurată o mai bună desfăşurare a proceselor de lucru, în sensul micşorării pierderilor de energie la baleiaj şi evacuare şi al măririi randamentului agregatelor de supraalimentare.

Un alt procedeu aplicat în vederea menţinerii unui regim termic moderat constă, aşa cum s-a observat la motoarele Sulzer, în răcirea cu apă a pistonului, cu avantajul unor valori mai scăzute ale consumului specific de aer (6,8 –7,2 kgf/CPh). Probabil că înlocuirea răcirii cu ulei a pistonului prin răcire cu apă la motoarele cu baleiaj în echicurent cu supape va permite ridicarea presiunii medii efective fără a mări obiecționabil încărcarea termică.

Impedimentele semnalate obligă pe constructori ca, în paralel cu forțarea modelelor existente, să treacă la crearea de noi modele cu dimensiuni fundamentale mai mari. Este sigur că pe măsura perfecționării în continuare a motoarelor și a sistemelor de supraalimentare, nivelul actual al presiunii medii efective se va ridica, dar trebuie observat totodată că vor spori și unele dificultăți legate de securitatea în exploatare, economicitatea și durata de funcționare.

Au perspective de dezvoltare motoarele supraalimentate cu turbină cu impuls, deoarece acestea au un consum de energie mai redus. Referitor la camera de ardere s-au constatat avantajele principale ale soluției cu mai multe supape și injector central. Trebuie arătat că soluția duce uneori la complicarea chiulasei și la o încărcare termică neuniformă, în special cînd numărul de supape este mare (3 sau 4) și evacuarea se efectuează prin corpul chiulasei. De aceea, socotim că soluția optimă a camerei de ardere este aceea cu două sau trei supape, cu evacuarea prin bucșele acestora și, bineînțeles, cu dispunerea centrală a injectorului.

CZ 631.35 :621.828.2

Contribuții la studiul mecanismelor sferice pentru acționarea aparatelor de tăiere la mașinile de recoltat

Prof. DUMITRU TUTUNARU și conf. MARCEL SEGĂRCEANU

La mașinile de recoltat furaje și cereale păioase cuțitul aparatului de tăiere este acționat, în general, de un mecanism bielă-manivelă, care îi imprimă o mișcare rectilinie alternativă.

La mașinile moderne de recoltat, cum sînt combinele și cositoarele autopropulsate sau purtate pe șasiuri autopropulsate, care folosesc aparate de tăiere frontale, mecanismul bielă-manivelă nu se poate folosi în condiții bune, necesitînd transmisii complicate pînă la aparatul de tăiere și echilibrări greu de realizat.

În ultimii ani, la mașinile moderne de recoltat se folosesc mecanisme de acționare mai corespunzătoare din punct de vedere cinematic și dinamic decît mecanismul bielă-manivelă.

Dintre acestea, două tipuri de mecanisme au căpătat o mai largă răspîndire: mecanismele cu bielă în formă de furcă și mecanismele cu șaibă oscilantă.

Mecanismele cu bielă în formă de furcă, ale căror scheme cinematice sînt reprezentate în figura 1a și b, se compun din trei piese principale: manivela *1*, biela *2* (în formă de furcă) și piesa *3* (în formă de T), legată de cuțitul aparatului de tăiere.

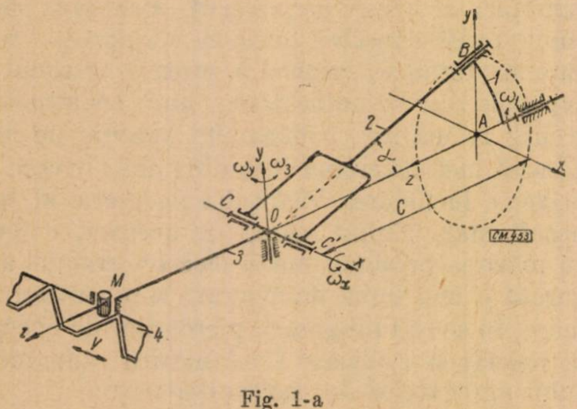


Fig. 1-a

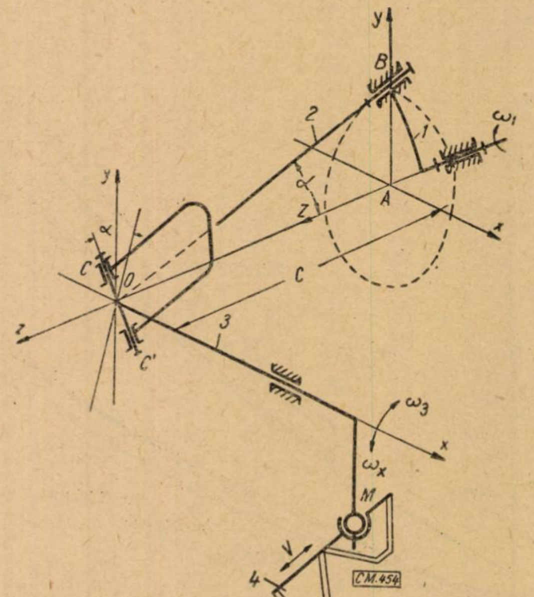


Fig. 1-b

Aceste mecanisme sînt identice din punct de vedere structural, diferind numai modul de prindere a bielei *2* de piesa *3*.

Manivela rotindu-se în jurul axei Az cu viteza unghiulară ω_1 mișcă biela astfel încît în mișcare axa ei OB devine generatoarea conului de unghi 2α și imprimă piesei de legătură o mișcare de oscilație în jurul axelor ox și oy cu vitezele unghiulare ω_x, respectiv ω_y. Ca urmare, aparatul de tăiere *4* primește o mișcare rectilinie alternativă de viteză v.

Mecanismele cu șaibă oscilantă uzuale sînt fie mecanisme cu manivelă cu fusul înclinat (fig. 2 a), fie mecanisme cu disc înclinat (fig. 2b).

Mecanismele cu șaibă oscilantă (fig. 2 a) se compun din trei elemente principale: manivela *1*, colierul sau șaiba oscilantă *2*, furca *3* și cuțitul *4*. Fusul manivelei face un unghi diferit de 90° cu axa geometrică a arborelui motor.

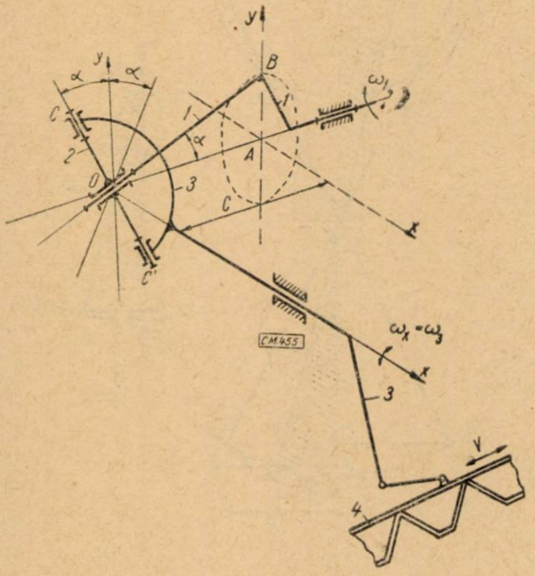


Fig. 2-a

Arborele motor, rotindu-se cu o viteză unghiulară ω_1, imprimă șaibei *2* o mișcare de oscilație de amplitudine $\pm\,\alpha$ în jurul punctului O.

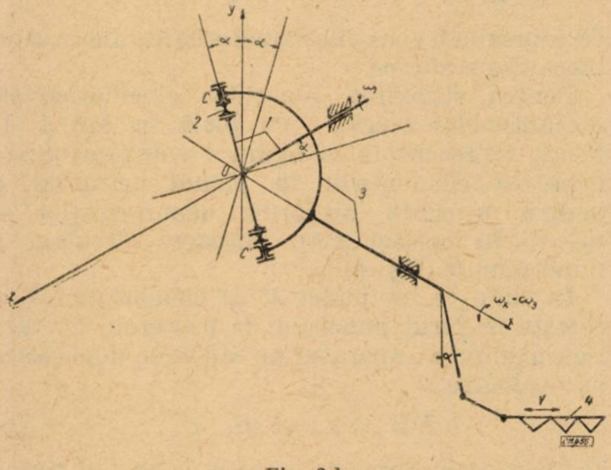


Fig. 2-b

Această mișcare de oscilație de viteză unghiulară $\omega_x^{\cdot}$ este transmisă prin articulațiile C și C' furcii *3* și, de la aceasta, cuțitului aparatului de tăiere *4*, care primește, datorită legăturilor respective, o mișcare rectilinie alternativă de viteza v.

Mecanismele cu disc înclinat (fig. 2 b) se compun tot din trei elemente principale: discul *1*, colierul sau șaiba oscilantă *2* și furca *3*, articulată în C și C' la șaiba oscilantă. Axa geometrică a discului face un unghi α cu axa geometrică a arborelui motor, ambele piese fiind solidare.

Prin rotirea arborelui motor cu o viteză unghiulară ω_1, șaiba *2* primește o mișcare de oscilație de amplitudine $\pm\,\alpha$ în jurul lui O, pe care o transmite furcii *3*, prin intermediul articulațiilor C și C'. Furca *3*, primind o oscilație $\omega_x = \omega_3$ o transmite mai departe aparatului de tăiere *4*.

Atît mecanismele cu bielă în formă de furcă, cît și mecanismele cu șaibă oscilantă, au același număr de elemente legate între ele prin articulații și transformă mișcarea de rotație a arborelui motor într-o mișcare de oscilație a elementului condus.

Deoarece toate axele geometrice ale elementelor principale componente, cum și axele articulațiilor care leagă elementele mecanismelor, sînt concurente într-un punct O, iar punctele elementelor se mișcă după sfere concentrice în O, aceste mecanisme fac parte din categoria mecanismelor sferice.

Mobilitatea M a mecanismelor sferice (din care fac parte și aceste mecanisme) a fost stabilită de I. I. Artobolevski în anul 1936 [1] și este dată de relația:

$$M = 3m - 2C_5 - C_4, \qquad (1)$$

unde:

m este numărul elementelor mobile ale mecanismului;
C_4 — numărul cuplelor de clasa a 4-a;
C_5 — numărul cuplelor cinematice de rotație.

Mașinile de recoltat, atît cele avînd mecanisme cu bielă în formă de furcă (fig. 1), cît și mecanisme cu șaibă oscilantă (fig. 2), fiind formate din trei elemente legate cu cuple cinematice de rotație (articulații), sînt mecanisme sferice. Acestea fac parte din familia a treia de mecanisme, deoarece:

— vitezele de translație v_x, v_y și v_z (spre centrul O) sînt nule;

— toate cuplele cinematice sînt de rotație (articulație) și au axele concurente în punctul O; axele geometrice ale elementelor componente sînt, de asemenea, concurente tot în punctul O;

— punctele elementelor componente se mișcă după sfere concentrice în O.

În aceste condiții, aceste mecanisme sferice pentru acționarea aparatelor de tăiere la mașinile de recoltat sînt formate din trei elemente mobile ($m = 3$) și sînt legate între ele şi de bază prin patru articulaţii ($C_5 = 4$) (nesocotindu-se cea din C', care este o cuplă cinematică pasivă prevăzută pentru soliditatea mecanismului), iar $C_4 = 0$. Ca urmare, din relaţia (1) rezultă că gradul de mobilitate a mecanismului este egal cu unitatea ($M = 1$).

Din punct de vedere structural se poate face următoarea remarcă importantă : mecanismele sferice spaţiale, avînd manivela cu fusul înclinat (fig. 2 a) şi elementul *3* în formă de furcă, pot fi considerate ca rezultînd din mecanismele cu bielă în formă de furcă (fig. 1 a şi 1 b) prin schimbarea articulaţiei din B în O, iar mecanismele cu disc înclinat (fig. 2 b) pot fi considerate ca derivînd din mecanismele avînd manivela cu fusul înclinat (fig. 2 a) prin dezvoltarea fusului înclinat.

Din studiul anterior rezultă că mecanismul analizat permite transmiterea către piesa de legătură (3 fie a unei mişcări de oscilaţie $\omega_y = \omega_3$ (fig. 1 —a), în cazul cînd aceasta oscilează în planul orizontal xOz, fie a unei mişcări de oscilaţie $\omega_x = \omega_3$ (fig. 1 —a, 2 —a şi 2 —b), în cazul cînd elementul 3 oscilează în planul vertical yOz.

Aceste mişcări de oscilaţie în planul orizontal sau în cel vertical sînt generate de mişcarea de rotaţie a manivelei *1*, cu viteza unghiulară constantă ω_1 în jurul axei AZ (fig. 3). Butonul B al manivelei are o mişcare circulară în planul yAz uniformă ($v_B = v_0 =$ const.), iar proiecţiile acestei mişcări pe diametrul orizontal sau vertical sînt mişcări rectilinii oscilatorii armonice. Aceste mişcări rectilinii oscilatorii armonice, definite de unghiul $\varphi_1 = \omega_1 t$, se transmit elementului *3*, iar un punct M, ce aparţine acestuia, are o mişcare în jurul punctului O pe un cerc de o rază l.

Notînd cu OB_1 şi OB_2 proiecţiile bielei OB pe planul orizontal şi cel vertical, cu α' şi α'', respectiv unghiurile de proiecţie, distanţa fixă $AO = c$ şi cu r — raza constantă a manivelei $r = AB$, din triunghiurile ABB_1 şi AOB_1, se deduce $AB_1 = x = r \sin \varphi_1 = \text{ctg}\ \alpha'$ (2).

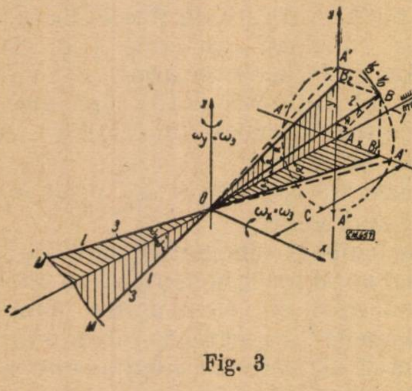


Fig. 3

Analog, din triunghiurile ABB_2 şi AOB_2 rezultă (2') $AB_2 = y = r \cos \varphi_1 = \text{ctg}\ \alpha''$.

$$\text{Notînd} : \frac{r}{c} = \lambda \qquad (3)$$

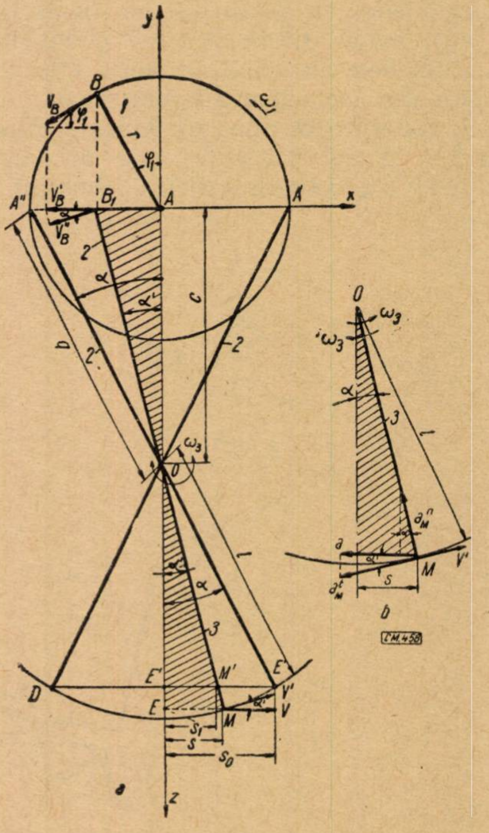


Fig. 4

din relaţiile (2) şi (2') rezultă :

$$\left.\begin{aligned} &\text{a) tg}\ \alpha' = \lambda \sin \varphi_1 = \text{tg}\ \alpha \sin \varphi_1 \\ &\text{b) tg}\ \alpha'' = \lambda \cos \varphi_1 = \text{tg}\ \alpha \cos \varphi_1 \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

ce reprezintă ecuaţiile caracteristice ale acestor mecanisme sferice.

Pentru stabilirea ecuaţiilor cinematice ale mecanismelor sferice cu bielă în formă de furcă, reprezentate în figura 1 a, se proiectează mişcarea elementelor în planul orizontal şi pentru uşurinţa urmăririi demonstraţiei se rabate în acelaşi plan mişcarea circulară a punctului B (fig. 4).

În timp ce un punct M al elementului *3* se roteşte în jurul punctului O pe cercul de rază l cu unghiul α', aparatul de tăiere se deplasează cu valoarea :

$$EM = s = l \sin\ \alpha'. \qquad (5)$$

Exprimînd pe sin α' în funcţie de tg α şi ţinînd seama de relaţia (4 a), deplasarea s a aparatului de tăiere devine :

$$s = l \cdot \text{tg}\ \alpha \frac{\sin \varphi_1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha \sin^2 \varphi_1}}, \qquad (5')$$

iar unghiul α' este dat de relaţia :

$$\alpha' = \arcsin\left[\frac{\operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1}}\right]. \qquad (6)$$

Dacă se ţine seamă de relaţiile :

$$s_0 = l\sin\alpha \text{ şi } \varphi_1 = \omega_1 t \qquad (7)$$

rezultă că deplasarea s a aparatului de tăiere poate fi exprimată în funcţie de deplasarea maximă s_0 a cuţitului şi viteza unghiulară ω_1 a manivelei prin relaţia :

$$s = s_0\frac{\sin\omega_1 t}{\cos\alpha\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\omega_1 t}}. \qquad (8)$$

Uneori poate fi util pentru practică aflarea unei relaţii aproximative a deplasării s a aparatului de tăiere în funcţie de unghiul de rotaţie a manivelei, de raportul definit de relaţia (3) şi de lungimea l a bielei. Aceasta se exprimă prin relaţia :

$$s = l\lambda\frac{\sin\varphi_1}{\sqrt{1+\lambda^2\sin^2\varphi_1}} = l\lambda\sin\varphi_1(1+\lambda^2\sin^2\varphi_1)^{-\frac{1}{2}}. \qquad (9)$$

Dezvoltînd în serie binomul $(1+\lambda^2\cdot\sin^2\varphi_1)^{-\frac{1}{2}}$

$$= 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\varphi_1 + \frac{1\cdot 3}{2\cdot 4}\lambda^4\sin^4\varphi_1 - + \ldots$$

şi oprindu-ne numai la primii doi termeni ai acestei serii, formula aproximativă care dă deplasarea aparatului de tăiere este :

$$s = A_1\sin\varphi_1 + A_3\sin 3\varphi_1 \qquad (10)$$

în care :

$$A_1 = l\left(\lambda - \frac{3}{8}\lambda^3\right) \text{ şi } A_3 = \frac{l\lambda^3}{8}.$$

Viteza v a aparatului de tăiere pe direcţia paralelă cu axa Ax se obţine din proiecţia pe această direcţie a vitezei tangenţiale v', datorită oscilaţiei punctului M în jurul lui O :

$$v = v'\cos\alpha'. \qquad (11)$$

Se poate deduce imediat :

$$\cos\alpha' = \sqrt{1-\sin^2\alpha'} = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi}} =$$

$$= (1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1)^{-\frac{1}{2}}. \qquad (12)$$

Introducînd această valoare în relaţia (11) şi ţinînd seamă că viteza tangenţială, faţă de O, a punctului M este $v' = l\omega_3$, viteza aparatului de tăiere devine :

$$v = l\omega_3(1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1)^{-\frac{1}{2}}. \qquad (13)$$

Prin derivare, în funcţie de timp, a unghiului α', dat de formula (6), se obţine viteza unghiulară :

$$\omega_3 = \frac{d\alpha'}{dt} = \frac{d}{dt}\left[\arcsin\frac{\operatorname{tg}\alpha\sin\varphi_1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1}}\right] =$$

$$= \omega_1\operatorname{tg}\alpha\frac{\cos\varphi_1}{1+\operatorname{tg}^2\sin^2\varphi_1}. \qquad (14)$$

Introducînd în formula precedentă, viteza aparatului devine :

$$v = l\omega_1\operatorname{tg}\alpha\frac{\cos\varphi_1}{(1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1)^{\frac{3}{2}}}. \qquad (15)$$

Ţinînd seamă de (7), viteza aparatului de tăiere se mai poate scrie :

$$v = s_0\omega_1\frac{\cos\omega_1 t}{\cos\alpha(1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1)^{\frac{3}{2}}} \qquad (16)$$

sau prin formula aproximativă :

$$v = \frac{ds}{dt} = \omega_1(A_1\cos\varphi_1 + 3A_3\cos 3\varphi_1), \qquad (17)$$

dedusă prin derivarea relaţiei (10).

Acceleraţia aparatului de tăiere (fig. 4b), pe direcţia de deplasare paralelă cu Ax, se obţine proiectînd pe această direcţie cele două acceleraţii ale punctului M în mişcarea de rotaţie faţă de O, şi anume acceleraţia tangenţială a_M^t şi acceleraţia normală a_M^n, adică :

$$a = a_M^t\cos\alpha'\, a_M^n\sin\alpha'. \qquad (18)$$

Ţinînd seamă de formula (14), acceleraţia unghiulară de oscilaţie este $\varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt}$, iar acceleraţia tangenţială a punctului M este :

$$a_M^t = l\varepsilon_3 = l\frac{d\omega_3}{dt} = l\omega_1\operatorname{tg}\alpha\frac{d}{dt}\left[\frac{\cos\varphi_1}{1+\operatorname{tg}^2\sin^2\varphi_1}\right] =$$

$$= -l\omega_1^2\operatorname{tg}\alpha\sin\varphi\cdot\frac{1+2\operatorname{tg}^2\alpha-\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1}{(1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1)^2}. \qquad (19)$$

De asemenea, acceleraţia normală a punctului M are valoarea

$$a_M^n = l\omega_3^2 = l\omega_1^2\operatorname{tg}^2\alpha\frac{\cos^2\varphi_1}{(1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1)^2}. \qquad (20)$$

Introducînd în formula (18) valorile date de formulele (12), (6), (19), şi (20), se găseşte :

$$a = -l\omega_1^2\operatorname{tg}\alpha\sin\varphi_1\frac{1+3\operatorname{tg}^2\alpha-2\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1}{(1+\operatorname{tg}^2\alpha\sin^2\varphi_1)^{\frac{5}{2}}}. \qquad (21)$$

Aceasta este expresia acceleraţiei aparatului de tăiere şi care, pusă în funcţie de $s_0=l \sin \alpha$ şi $\varphi_1 = \omega_1 t$ devine :

$$a = -s_0\, \omega_1^2 \sin \omega_1 t \frac{1 + 3\, \mathrm{tg}^2 \alpha - 2\, \mathrm{tg}^2 \alpha \sin^2 \omega_1 t}{\cos\alpha\, (1 + \mathrm{tg}^2 \alpha \sin^2 \omega_1 t)^{\frac{5}{2}}}. \tag{22}$$

O altă expresie a acceleraţiei aparatului de tăiere se deduce prin derivarea în funcţie de timp a vitezei date de formula (17), deci :

$$a = \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = -\,\omega_1^2\,(A_1 \sin \varphi_1 + 9\, A_3 \sin 3\, \varphi_1). \tag{23}$$

Dacă se consideră deplasarea, viteza şi acceleraţia aparatului de tăiere pe coarda *DF* (fig. 4) a arcului de rază l şi centru O şi dacă se notează deplasarea aparatului de tăiere cu $s_1 = E'M'$, din asemănarea triunghiurilor OAB_1 şi OEM rezultă. :

$$s_1 = E'M' = AB_1 \cdot \frac{OE'}{AO}\cdot$$

Cum $AB_1 = r \sin \varphi_1$; $OE' = l \cos \alpha$; $AO = b \cos \alpha$ şi $r = b \sin \alpha$ deplasarea aparatului de tăiere devine :

$$s_1 = l \sin \alpha \sin \omega_1 t \tag{24}$$

viteza aparatului de tăiere este :

$$v_1 = \frac{\mathrm{d}s_1}{\mathrm{d}t} = l\, \omega_1 \sin \alpha \cos \omega_1 t. \tag{25}$$

De asemenea, acceleraţia aparatului de tăiere :

$$a_1 = \frac{\mathrm{d}v_1}{\mathrm{d}t} = -\,l\, \omega_1^2 \sin \alpha \sin \omega_1 t. \tag{26}$$

În ce priveşte cinematica mecanismelor sferice spaţiale care imprimă elementului condus o mişcare în planul vertical (de exemplu mecanismele din figura 1 b, fig. 2 a şi fig. 2 b) nu există nici o deosebire principială faţă de cazul pecedent studiat, cînd elementul condus are o mişcare în planul orizontal.

În acest caz se proiectează mişcarea pe planul vertical *YAZ* şi mişcarea circulară a punctului *B* se rabate în acelaşi plan (fig. 5), unghiul φ_1 se înlocuieşte cu complementul acestuia $\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right)$.

Ca urmare, formulele ce determină deplasarea, viteza şi acceleraţiile aparatului de tăiere sînt analoge cu precedentele, numai că se va înlocui $\cos \varphi_1$ prin φ_1, şi invers.

În concluzie, s-a urmărit prezentarea într-o formă unitară a unor probleme importante privitoare la mecanismele sferice pentru acţionarea aparatelor de tăiere de la maşinile de recoltat şi care se referă la formula structurală a acestor mecanisme, la stabilirea legii mişcării, vitezei acceleraţiilor aparatelor de tăiere, cum şi la mecanismele sferice pentru acţionarea aparatelor de tăiere care transmit o mişcare oscilatorie armonică, fie într-un plan orizontal, fie într-un plan vertical, după tipul constructiv respectiv.

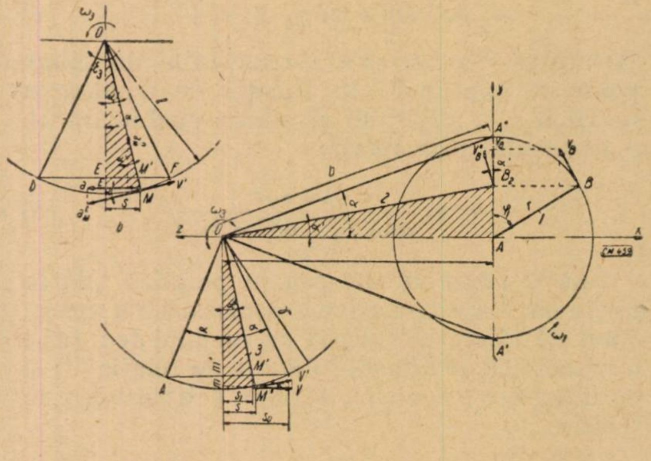


Fig. 5

De asemenea, se arată cum mecanismele sferice spaţiale cu manivelă şi fusul înclinat derivă din mecanismele cu bielă în formă de furcă, iar mecanismele cu disc înclinat pot fi considerate că rezultă din mecanismele cu manivelă şi fusul înclinat.

Din analizarea modului de funcţionare a mecanismelor rezultă că pentru asigurarea unei bune funcţionări este necesar să fie respectată condiţia ca axele geometrice ale cuplelor cinematice şi ale elementelor componente să fie concurente în punctul *O*.

Metodele folosite la studiul structural şi cinematic al mecanismelor sferice, pentru acţionarea aparatelor de tăiere, pun la dispoziţia proiectanţilor, cum şi a celor ce utilizează aceste mecanisme, scheme structurale şi relaţii cinematice, care permit proiectarea acestora în condiţii optime.

---

[1] *Artobolevski, I. I.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1955.
[2] *Letoşnev, M. M.* Maşini agricole (traducere din l. rusă). Bucureşti, Editura agrosilvică de stat, 1959.

CZ 621.9.001.6 :338.062.4 – 43

Tehnologia de grup, sursă pentru realizarea economiei de metal

Ing. ION MURĂROIU

Îmbunătăţirea tehnologiei de fabricaţie a produselor contribuie într-o mare măsură la reducerea consumului de metal. Pentru obţinerea unei eficienţe economice optime de metal este necesar ca problema să fie abordată printr-o metodă analitică, recomandîndu-se următorul sistem de lucru.

Reperele produsului care se analizează vor fi clasificate, în prealabil, după similitudinea tehnologiei fabricării lor în şapte categorii principale (corespunzînd la tot atîtea scheme-tip ale procesului de prelucrare):

1) piese de tipul carcaselor (batiuri, cartere, chiulase, montanţi);

2) tije rotunde (axe, arbori cotiţi, arbori cu coroane dinţate);

3) cilindri cavi (tambure, butuci de roată);

4) discuri (roţi de curea, roţi plate cilindrice şi conice);

5) tije nerotunde (lonjeroane, biele);

6) piese mici de formă complexă (came, colţare);

7) piese de fixare (piuliţe, buloane).

În continuare se face împărţirea reperelor în patru grupe, după dimensiuni: mari, mijlocii, mici şi mărunte.

Această împărţire va fi efectuată numai acolo unde este nevoie (de pildă, la clasa a 3-a a cilindrilor cavi schema procesului de prelucrare este comună pentru piesele mari şi mijlocii).

Analizarea în vederea reducerii consumului de metal va fi făcută comparativ pentru toate reperele din cadrul unei grupe (deci a aceleiaşi scheme-tip a procesului de prelucrare). În acest scop, pentru fiecare reper în parte se va determina norma de consum a metalului, ţinînd seamă de pierderile şi de deşeurile rezultate din prelucrare, şi anume:

— pierderile chimice (prin oxidarea metalelor la încălzirea semifabricatelor sau la topirea lor);

— deşeurile recuperabile prin retopire (de pildă, aşchiile rămase de la prelucrarea mecanică);

— deşeurile recuperabile, ca semifabricat pentru executarea altor piese.

Fie $p_1, p_2, \ldots, p_n$ pierderile care se produc la prelucrarea reperului m_k, de greutate netă G_k. Consumul tehnologic al lui va fi:

$$C_k = G_k + \sum_{i=n}^{n} p_i,$$

iar coeficientul tehnologic de utilizare a metalului are caracterul unui randament:

$$T_k = \frac{G_k}{G_k + \sum\limits_{i=1}^{n} p_i}.$$

Pentru un produs complet, va fi:

$$U_q = \frac{\sum\limits_{k=1}^{l} \alpha_k G_k}{\sum\limits_{k=1}^{l} \alpha_k \left(G_k + \sum\limits_{i=1}^{n} p_i \right)},$$

unde α_k reprezintă numărul de bucăţi din reperul m_k, care intră în compunerea produsului Q (acesta cuprinde în total un reper).

În ceea ce priveşte întreaga producţie a întreprinderii (R produse), coeficientul tehnologic de utilizare va fi:

$$V_R = \frac{\sum\limits_{Q=1}^{R} \left(n_Q \sum\limits_{k=1}^{l} \alpha k\, Gk \right)}{\sum\limits_{Q=1}^{R} \left[n_Q \sum\limits_{k=1}^{l} \sigma k \left(Gk + \sum\limits_{i=1}^{n} p_i \right) \right]},$$

în care n_Q este numărul de bucăţi care se execută din produsul Q.

Aşadar, problema constă în găsirea celor mai eficiente măsuri tehnologice care să ducă la valoarea maximă a lui V_R (cu alte cuvinte aceasta să se apropie cît mai mult de 1).

Se va lua un exemplu concret (datele sînt convenţionale), şi anume: planul de producţie al unei fabrici prevede executarea a 2 $(=R)$ tipuri de rulmenţi:

tip 1 (H - 310) ... $n_1 = 180\,000$ buc.,
tip 2 (A - 7 611) ... $n_2 = 60\,000$ buc.

Dintre aceste produse, rulmentul H - 310 se compune din următoarele 5 $(=l)$ repere:

m_1 = inelul exterior $(\alpha_1 - 1)$;
m_2 = inelul interior $(\alpha_2 = 1)$;
m_3 = bila $(\alpha_3 = 8)$;
m_4 = carcasa $(\alpha_4 = 2)$;
m_5 = nitul $(\alpha_5 = 8)$.

Pierderile tehnologice ($n = 7$) care se produc la prelucrarea reperului m_1 ($k = 1$), de greutate netă $G_1 = 0{,}495$ kg, sînt următoarele:

p_1 (oxidare la încălziri) $= 0{,}016$ kg;
p_2 (nemultiplicitatea semifabricatului inițial) $=$ $= 0{,}009$ kg;
p_3 (bavuri) $= 0{,}016$ kg;
p_4 (capătul de strîngere) $= 0{,}095$ kg;
p_5 (așchii la strunjire) $= 0{,}541$ kg;
p_6 (așchii la rectificare) $= 0{,}035$ kg;
p_7 (probe pentru reglaje și încercări) $= 0{,}041$ kg,

astfel încît coeficientul său tehnologic va fi:

$$T_1 = \frac{G_1}{G_1 + \sum\limits_{i=1}^{7} p_i} = \frac{0{,}495}{0{,}495+0{,}753} = 0{,}397.$$

Pentru rulmentul H-310, în ansamblu, se găsește:

$$U_1 = \frac{1{,}060}{2{,}513} = 0{,}422.$$

Analog, pentru rulmentul A-7 611:

$$U_2 = 0{,}486.$$

În sfîrșit se deduce coeficientul tehnologic de utilizare a metalului pentru întreaga producție a întreprinderii

$$V_2 = 0{,}446.$$

Ținînd seamă de faptul că materiile prime și materialele intră în structura prețului de cost al producției întreprinderilor constructoare de mașini, într-o proporție deosebit de mare (împreună totalizează circa 60%), este necesar să se găsească mijloacele de îmbunătățire a coeficientului tehnologic de utilizare a acestora.

În acest scop, grupele de repere caracterizate printr-o tehnologie comună se vor sistematiza în ordinea crescătoare a greutății metalului utilizat.

O reprezentare grafică a acestei sistematizări poate deveni, de cele mai multe ori, foarte utilă.

Pentru o fabrică de rulmenți, diagrama se prezintă ca în figura 1. Pe verticală s-a trecut coeficientul tehnologic al consumului de metal, iar pe orizontală, ponderea relativă în consumul total de metal.

Din diagramă reiese că este necesar ca atenția să fie îndreptată asupra măsurilor tehnologice destinate reducerii consumului specific al inelelor; aceste repere reprezintă, detașat, ponderea cea mai mare în totalul consumului de metal. Concomitent, se mai constată că inelele sînt caracterizate printr-un coeficient tehnologic de consum relativ mic.

Din aceeași diagramă, comparînd grupul inelelor forjate cu grupul inelelor strunjite, se confirmă concluzia că întreprinderea a utilizat metode economice eficiente, în sensul că a aplicat efectiv principiul de bază al folosirii (în scopul reducerii consumului de metal) procedeelor tehnologice de deformare plastică (forjare, matrițare) în locul tehnologiei prelucrării directe mecanice, prin așchiere (mai puțin economică), pe mașini-unelte.

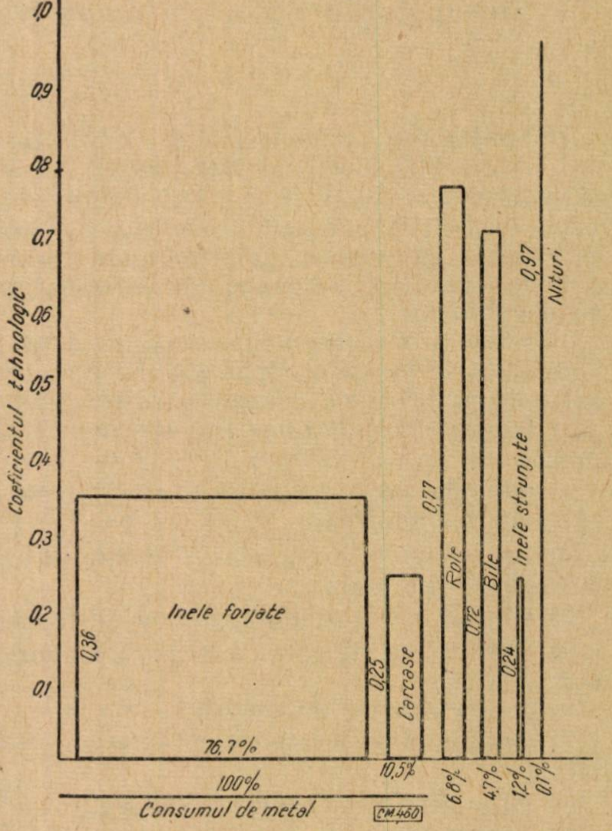


Fig. 1

În continuare, analizînd grupa reperelor de tip m_1, se arată procentual categoriile de pierderi rezultate la inele (în cazul numeric expus, ale inelului exterior al rulmentului H-310). Se obține astfel situația arătată în figura 2.

De aici rezultă că cercetările vor trebui să fie îndreptate cu deosebire spre reducerea pierderilor p_5 rezultate prin așchiile de la strunjire. În acest scop se vor căuta mijloacele care duc la introducerea matrițării de precizie (procedeu tehnologic caracterizat prin reducerea masivă a adaosurilor de prelucrare mecanică a piesei brut forjate).

Tabela 1

p	$\sum_{i=1}^{7} p_i$	p_5	p_4	p_7	p_6	p_1	p_3	p_2
%	100	71,9	12,6	5,4	4,7	2,1	2,1	1,2

De asemenea, se va urmări recuperarea capetelor de strîngere p_4 (de pildă, capetele de prindere-deșeu rămase la forjare pe mașinile orizontale în matrițe închise vor fi întinse și reutilizate sub noua formă, pentru forjarea pe ciocanul matrițor a bilelor mari).

În general, orice îmbunătățire a coeficientului tehnologic de utilizare (cum ar fi, de pildă, ameliorarea reieșită în urma micșorării prin deșeuri $-p_5$ și p_4 $-$aplicată unui reper dat va fi luată ca punct de plecare pentru îmbunătățirea întregii grupe tehnologice căreia îi aparține reperul studiat.

Trebuie subliniat că importanța acestei metode constă tocmai în această extindere — asupra unei întregi categorii de repere — a îmbunătățirii aduse unui reper oarecare și totodată trebuie scoasă în evidență utilitatea comparării grupărilor de coeficienți tehnologici pe diverse uzine.

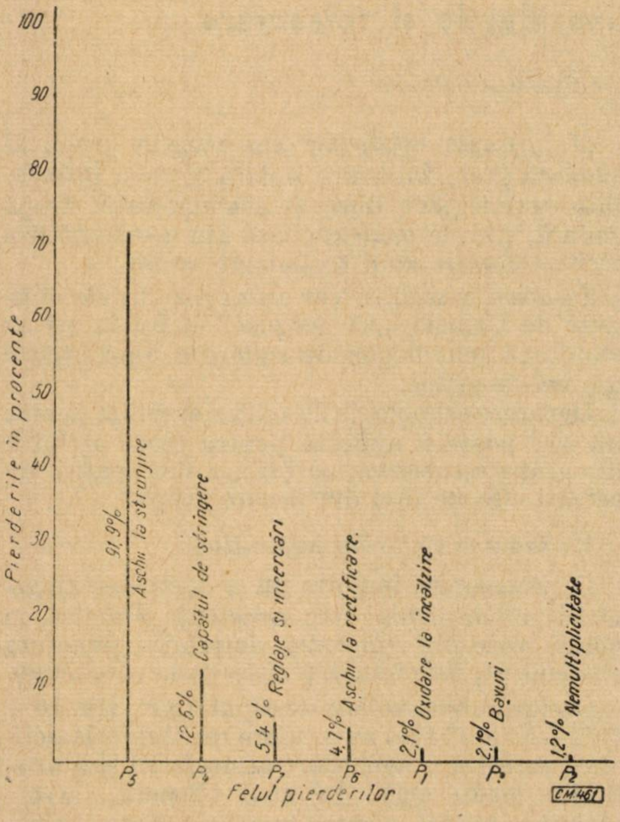


Fig. 2

În figura 3 sînt reprezentate graficele de variație a coeficientului tehnologic privind grupul bilelor mari, după tehnologia aplicată în uzinele A, B, C, D.

Uzina C își va mări eficiența economică prin analizarea și aplicarea tehnologiei de fabricație a uzinei B. Acesteia i se impune să-și însușească modul de lucru din uzina A. Toate trei împreună vor trebui să studieze metoda de lucru din uzina D, în scopul atingerii coeficientului de utilizare optim reprezentat pe ramura D_1. Este de menționat că uzina D, a ajuns la această îmbunătățire prin extinderea metodei de matrițare la rece a bilelor mijlocii (cu diametrul 15 —25 mm) și asupra primei părți din seria bilelor mari. Ameliorarea a devenit posibilă prin utilizarea, pentru matrițarea la rece, a unor prese mai puternice (în mod curent bilele mari se forjează la cald).

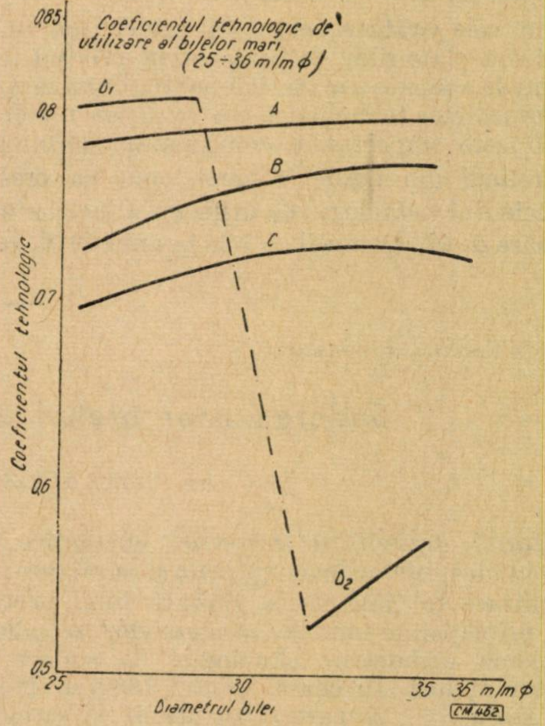


Fig. 3

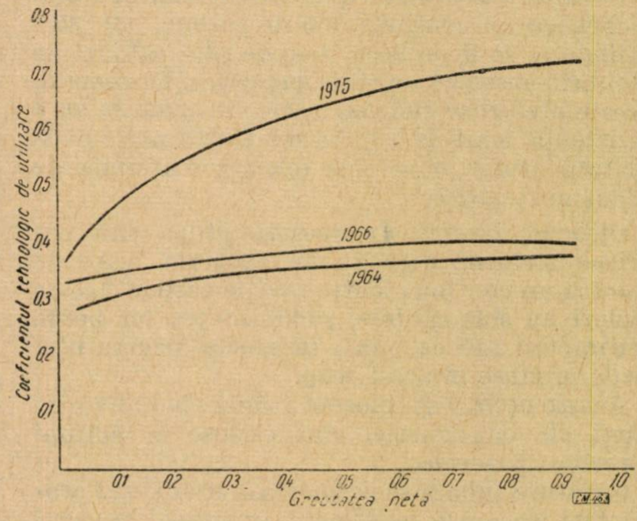


Fig. 4

În schimb, această întreprindere se găseşte mult în urma celorlalte în ceea ce priveşte tehnologia utilizată la fabricarea bilelor din ramura D_2. Se impune deci ca uzina să întreprindă neîntîrziat acţiuni pentru introducerea metodei folosite de fabricile A, B, C.

Din cele arătate reiese că întocmirea unor grafice a planurilor de perspectivă privind termenul de aplicare a măsurilor pentru îmbunătăţirea proceselor tehnologice va avea ca rezultat o reducere importantă a consumului de metal.

Graficul din figura 4 arată cum va creşte coeficientul tehnologic de utilizare a inelelor exterioare de la rulmenţii cu bile în anul 1966, respectiv în anul 1975, comparativ cu anul 1964, în urma îmbunătăţirilor tehnologice succesive prevăzute să fie introduse.

Prin aplicarea metodelor analitice descrise, întreprinderea U.R.B. a reuşit, în primii patru ani ai şesenalului, să obţină o îmbunătăţire medie anuală a consumului de metal utilizat la fabricaţia rulmenţilor de circa 6,5%.

---

[1] *Mitrofanov, S. P.* Tehnologia de grup în construcţia de m ş.n. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[2] *Demianuk, F. S.* Bazele tehnologice ale producţiei în flux şi automatizate. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[3] *Lipschutz, S.* Economii de metale în construcţia de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

CZ 621.791.7 : 669.14.018.45 : 669.14.018.8

Sudarea unor oţeluri aliate inoxidabile şi refractare

Ing. IULIUS LUPESCU şi ing. GHEORGHE MAIOR

Datorită dezvoltării industriei energetice şi chimice, oţelurile inoxidabile şi refractare au o utilizare tot mai largă. Sudura fiind procedeul principal de îmbinare a metalelor, se ridică problema elaborării tehnologiei de sudare a acestor oţeluri. În cursul anului 1962, Uzinele „23 August" — Bucureşti au primit ca sarcină să studieze problema sudării unor astfel de oţeluri. Unele dintre tehnologiile elaborate au fost aplicate în cursul anului 1962 la cîteva produse executate în uzină.

Ţinînd seamă de structura şi de proprietăţile generale, aceste oţeluri pot fi împărţite în trei grupe.

Oţelurile austenitice. Oţelurile austenitice crom-nichel, cu un conţinut mic de carbon, nu sînt călibile şi se deosebesc uşor de alte calităţi de oţel prin aceea că nu sînt magnetice. În general, aceste oţeluri se sudează bine, iar sudurile au o rezistenţă mare la rupere şi o foarte mare plasticitate atunci cînd sînt folosite materiale de adaos austenitice.

Oţelurile feritice. În această grupă sînt cuprinse oţelurile care au un conţinut mare de crom şi un conţinut foarte mic de carbon. Aceste oţeluri nu sînt călibile, sudabilitatea lor poate fi caracterizată ca bună, în special pentru oţelurile produse în acest scop.

Aceste oţeluri se folosesc atunci cînd anumite părţi ale construcţiei sînt expuse la acţiuni corosive puternice,

Cusătura sudată se prelucrează uşor şi are proprietăţi mecanice superioare, în special în cazul cînd se întrebuinţează ca material de adaos oţelul austenitic.

Oţelurile martensitice. Aceste oţeluri sînt aliate cu crom şi au un conţinut ridicat de carbon, din care cauză se călesc adînc.

Majoritatea oţelurilor din această grupă se sudează greu. Cusătura sudată şi zona influenţată termic sînt dure şi sfărîmicioase. După sudură, piesele confecţionate din aceste oţeluri trebuie supuse unui tratament termic.

În acest articol se vor arăta rezultatele obţinute de Uzinele „23 August" — Bucureşti în stabilirea tehnologiei de sudare a unor oţeluri din aceste grupe.

Deoarece tehnologia de sudare stabilită pentru un oţel poate fi aplicată pentru toate oţelurile din grupa respectivă, autorii au ales pentru încercări cîte un oţel din fiecare grupă.

I. *Sudarea oţelurilor austenitice*

O proprietate importantă a oţelurilor austenitice crom-nichel este rezistenţa chimică în medii corosive (nichelul imprimă structura austenitică, iar cromul, rezistenţa la coroziune).

Oţelurile austenitice de tipul 18/8 (Cr 16—20%; Ni 8—14%) au o mare rezistenţă la acţiunea corosivă a agenţilor atmosferici şi a diferitelor medii acide. În mod obişnuit, aceste oţeluri se folosesc pentru temperaturi de exploatare care nu depăşesc 700—750°C.

Pe lîngă avantajele arătate, oţelurile austenitice care nu conţin elemente suplimentare de aliere au şi un mare dezavantaj: tendinţa spre coroziune intercristalină, care apare în urma precipitării cromului la anumite temperaturi critice, sub formă de carburi de crom.

Pentru a înlătura şi acest neajuns, oţelurile se stabilizează cu elemente care au o afinitate mai mare pentru carbon decît cromul. În acest caz, în zona temperaturilor periculoase (500—800°C) în primul rînd se vor precipita carburile acestor elemente, menţinîndu-se cantitatea necesară de crom la periferia cristalelor, evitîndu-se astfel coroziunea. Elementele folosite pentru stabilizarea oțelurilor inoxidabile sînt titanul sau niobiul și tantalul.

Pentru a preîntîmpina coroziunea intercristalină între conținutul elementelor pasivizante și carbon, trebuie să existe următoarele relații: $Ti = 4 \times \% C$; $Nb = 8 \times \% C$; $Ta = 16 \times \% C$.

Deoarece construcțiile sudate din oțeluri austenitice sînt supuse acțiunii temperaturilor critice care apar în urma procesului de sudare, se folosesc în special oțelurile stabilizate cu titan.

Uneori se folosesc totuși oțeluri austenitice fără elemente stabilizatoare pentru anumite construcții, care vor lucra în exploatare în medii care favorizează apariția coroziunii intercristaline. Pentru a evita acest efect care apare, în primul rînd, în zonele care au trecut prin intervalul temperaturilor critice, ca urmare a ciclului termic produs de procesul de sudare, este necesar să se ia una dintre următoarele măsuri:

— efectuarea unui tratament termic de călire la 1 050 –1 100°C, prin care carburile separate anterior trec din nou în soluție solidă, iar aliajul devine din nou omogen, căpătînd o structură austenitică;

— efectuarea unui tratament termic de recoacere pentru stabilizare, la temperatura de 800 –850°C, care uniformizează concentrația de crom între grăunții de austenită și marginea lor și, în același timp, îndepărtează tensiunile provenite în urma procesului de sudare.

Aceste tratamente termice nu pot fi însă aplicate, practic, decît pieselor sau aparatelor de dimensiuni mici.

Construcțiile sudate din oțeluri austenitice nestabilizate, care nu pot fi supuse tratamentului termic, se folosesc pentru medii care nu favorizează apariția coroziunii intercristaline.

Oțelurile austenitice nestabilizate se folosesc, în general, pentru temperaturi de exploatare care nu depășesc temperatura de 300°C. La temperaturi mai mari, efectul tratamentului termic se anulează, oțelul devenind din nou sensibil la efectul de coroziune intercristalină. Datorită structurii austenitice, aceste oțeluri sînt moi și nemagnetice.

Prelucrarea la rece produce o ecruisare a materialului, urmată de o creștere importantă a rezistenței la rupere (poate ajunge pînă la 200 kgf/mm^2), și de o scădere corespunzătoare a alungirii și a rezilienței, care se explică prin aceea că la oțelurile de tipul 18/8, care se găsesc la limita inferioară a stabilității austenitei, în urma deformațiilor la rece, o parte din austenită se transformă în martensită. Datorită acestui fapt, oțelurile austenitice pretensionate sau supuse concomitent acțiunii mediului corosiv și tensionate pot deveni sensibile la coroziunea intercristalină.

Oțelurile austenitice au proprietăți fizice deosebite de oțelurile carbon, fapt de care trebuie să se țină seamă atunci cînd se stabilește tehnologia de sudare. Oțelurile austenitice 18/8 au o conductivitate termică de două ori mai mică și un coeficient de dilatare de două ori mai mare decît oțelurile carbon.

Din aceste motive, construcțiile sudate confecționate din aceste oțeluri au o tendință mare de deformare în urma ciclului termic produs de operația de sudare.

Sudarea oțelurilor de tipul 18/8 stabilizate cu Ti. Pentru efectuarea probelor necesare stabilirii tehnologiei de sudare a acestor oțeluri s-a folosit tablă de oțel W4541 cu grosimea de 5 34 și de 40 mm. Compoziția chimică a acestui oțel este dată în tabela 1.

Tabela 1

C.%	Si.%	Mn.%	Cr.%	Ni.%	Ti.%
0,12	0,7	0,6	18	9,5	4×%C

Din aceste table s-au tăiat fîșii care au fost prelucrate în vederea sudării. Pentru tablele cu grosimea de 34 și 40 mm s-a ales prelucrarea muchiilor în U, iar pentru tablele cu grosimea de 5 mm, în V (fig. 1 și 2). Prelucrarea tablelor în vederea sudării s-a executat prin rabotare. Pentru tablele subțiri (5 mm) s-a încercat și prelucrarea muchiilor prin tăiere în unghi, cu ajutorul metodei arc-aer. După tăiere, muchiile au fost polizate (fig. 3). Ulterior, încercările de

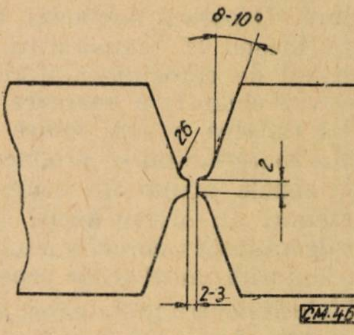


Fig. 1

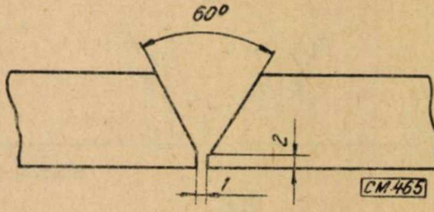


Fig. 2

rezistență la coroziunea intercristalină au demonstrat că tăierea muchiilor prin metoda arc-aer nu poate înlocui prelucrarea mecanică.

În urma probelor efectuate s-a constatat că, datorită conductivității termice mici a oțelului inoxidabil, stropii de metal incandescent care vin în contact cu tabla se lipesc de ea și nu mai pot fi îndepărtați decît cu foarte mare greutate. (chiar dacă stropii sînt îndepărtați, pe tablă rămîn mici cratere în locurile pe care s-au aflat stropii). Aceste neuniformități de pe suprafața tablelor pot fi focare de coroziune care grăbesc apariția coroziunii generale. În timpul operației de sudare, pentru a preveni acest neajuns, tablele au fost acoperite cu benzi de azbest pe o distanță de 50 —60 mm de o parte și de alta a cusăturii. Din aceleași motive, pentru construcțiile care lucrează în medii foarte active, se recomandă polizarea cusăturilor sudate.

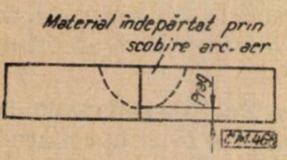


Fig. 3

După cum s-a arătat, menținerea îndelungată a oțelului 18/8 în zona temperaturilor critice (500 —800°C) poate duce la apariția fenomenului de coroziune intercristalină. În acest interval de temperaturi se pot separa carburi de crom la marginea cristalelor, chiar dacă durata de încălzire este mai scurtă, cum este cazul la operația de sudură. Deoarece domeniul temperaturilor critice începe la temperaturi relative joase, fenomenul de coroziune intercristalină poate fi observat chiar la o oarecare distanță de sudură. La sudarea în mai multe straturi, unde încălzirea materialului se produce în mai multe etape, zonele atinse de temperaturile critice se întretaie. În aceste locuri există un pericol sporit de apariție a coroziunii intercristaline (fig. 4), datorită încălzirilor repetate.

Deși oțelul folosit pentru probe a fost stabilizat cu titan, pericolul de apariție a fenomenului de coroziune fiind mai puțin probabil, tehnologia folosită a fost astfel aleasă încît materialul să se găsească o perioadă cît mai scurtă de timp în domeniul temperaturilor critice. În acest scop, sudura a fost executată în straturi înguste, fără pendularea electrodului, ceea ce a permis obținerea unei viteze mari de sudare și o încălzire cît mai redusă a tablelor. În tot timpul sudării s-a căutat ca temperatura zonelor învecinate să nu depășească 100°C; în acest scop, între depunerile straturilor de sudură s-au făcut pauze care au permis răcirea piesei și, începînd de la stratul al treilea, piesa a fost răcită în timpul sudării la partea inferioară cu un jet de aer comprimat.

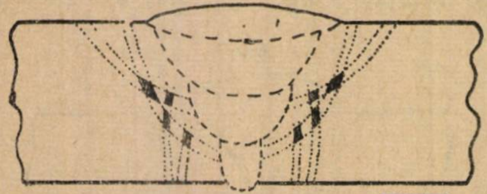


Fig. 4

O altă caracteristică a oțelului austenitic este tendința de formare a fisurilor la cald, în special atunci cînd sînt sudate secțiuni mari. Ținînd seamă de această tendință, tehnologia adoptată a trebuit să fie astfel aleasă încît să reducă acest fenomen prin următoarele măsuri :

1) sudura să fie executată fără pendularea electrodului;

2) alegerea pentru sudare a unor electrozi cu înveliș bazic;

3) alegerea unor materiale de bază și a unor electrozi cu un conținut cît mai redus de sulf și fosfor.

O altă caracteristică a oțelurilor austenitice de care a trebuit să se țină seamă la stabilirea tehnologiei de sudare au fost conductivitatea termică scăzută și coeficientul mare de dilatare. Deoarece din cauza acestor proprietăți fizice ale oțelului austenitic se pot produce deformații mari în urma procesului de sudare, regimul de sudare stabilit nu trebuie să fie caracterizat de o concentrare maximă a încălzirii, care poate fi obținută prin folosirea unei intensități reduse de curent și a unei viteze mari de sudare.

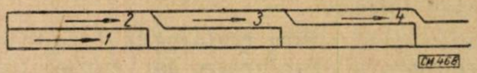


Fig. 5

Ținînd seamă de toți acești factori, s-a stabilit tehnologia de sudare a probelor.

Tehnologia de sudare a tablelor groase. Datorită faptului că în primul strat de sudură, care are o secțiune mică, se pot ivi fisuri din cauza tensiunilor ce se produc în timpul procesului de sudare, primele două straturi au fost executate în cascadă (fig. 5).

În acest fel se obține dintr-o dată o cusătură cu secțiunea mai mare și se asigură o rezistență sporită, evitîndu-se apariția fisurilor datorită tensiunilor interne. Prin această metodă se asigură și o oarecare preîncălzire necesară, în cazul sudării, primelor straturi la tablele groase.

Metoda constă în depunerea celui de-al doilea strat peste primul, care nu a ajuns încă să se răcească.

După depunerea primelor două straturi, s-au început sudarea cu întreruperi și răcirea piesei la partea inferioară cu jet de aer.

Pentru micșorarea deformațiilor tablelor, straturile de sudură au fost executate alternativ pe o parte şi pe alta a tablelor (fig. 6). Pentru probe au fost folosiţi electrozi Böhler Fox SAS 2.

Din tablele sudate au fost prelucrate epruvete pentru efectuarea probelor mecanice (conform STAS) şi pentru efectuarea probelor de rezistenţă la coroziune şi coroziune intercristalină.

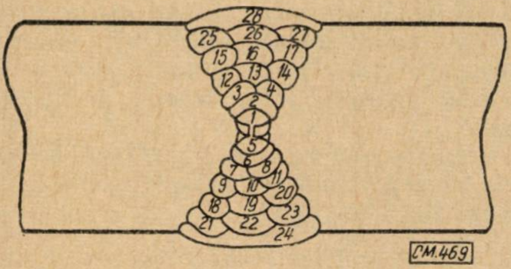


Fig. 6

Probele de rezistenţă la coroziunea intercristalină s-au făcut prin fierberea timp de 24 h, a unor epruvete special confecţionate, într-o soluţie de sulfat de cupru şi acid sulfuric în prezenţa aşchiilor de cupru. Epruvetele care nu au rezistenţă la coroziunea intercristalină, după o îndoire la 120° prezintă fisuri în cusătura sudată sau în zona influenţată termic. Pentru a verifica dacă cusăturile care sînt menţinute o perioadă de timp în domeniul temperaturilor critice nu şi-au pierdut rezistenţa la efectul de coroziune intercristalină, s-au confecţionat două grupe de epruvete.

O grupă de epruvete a fost menţinută timp de 2 h la temperatura critică de 650°C, iar a doua grupă de epruvete nu a mai suferit nici un tratament termic după terminarea procesului de sudură.

Rezultatele probelor efectuate sînt arătate în tabela 2.

II. *Sudarea oţelurilor feritice*

Din această grupă fac parte oţelurile cu conţinut ridicat de crom (13 –28 %) şi cu un conţinut de carbon relativ redus (0,05 –0,10%).

Carbonul este un element dăunător pentru oţelurile feritice, deoarece — la fel ca şi în cazul oţelurilor austenitice — împreună cu cromul formează carburi de crom. Chiar şi în cazul unei răciri rapide de la temperaturi de 1 000 –1 100°C, la marginea grăunţilor se formează carburi de crom. Din această cauză se produce o scădere a conţinutului de crom, ceea ce poate face ca oţelul să devină sensibil la coroziunea intercristalină. Pentru a împiedica apariţia coroziunii intercristaline, aceste oţeluri se utilizează mai ales în stare stabilizată cu titan sau tantal şi niobiu. Aceste elemente au o afinitate mai mare faţă de carbon decît cromul.

O altă metodă de preîntîmpinare a coroziunii intercristaline este tratamentul termic de recoacere, care constă în încălzirea oţelului după sudare, timp de mai multe ore, la 900°C. La

Tabela 2

Efectul de coroziune intercristalină	Rezistența la rupere, kgf/mm²	Îndoirea, grade	Reziliența kgfm/cm²	Observații
Apare în zona rădăcinii cusăturii sudate	64 — 63 63,5	180 — 180 180	14,5 — 16 15,25	table de 40 mm scobite la rădăcină cu arc-aer, fără tratament termic după sudare
Nu apare	64 — 62 63	180 — 180 180	13,5 — 16,5 15	table de 40 mm polizate la rădăcină, fără tratament termic după sudare
Apare în zona de trecere de la materialul de bază spre cusătură	67 — 65 66	180 — 180 180	—	table de 5 mm pregătite pentru sudare prin tăiere arc-aer şi scobite la rădăcină cu arc-aer fără tratament termic
Apare în zona de trecere de la materialul de bază spre cusătură	52 — 52 53	180 — 180 180	—	table de 5 mm pregătite pentru sudare prin tăiere arc-aer şi scobite la rădăcină cu arc-aer, fără tratament termic, călite la 1 100°C şi răcite în aer
Efectul de coroziune intercristalină	52 — 53 52,5	180 — 180 180	—	table de 5 mm pregătite pentru sudare prin tăiere arc-aer şi scobite la rădăcină cu arc-aer fără tratament termic, călite la 1 100°C şi răcite în apă
Nu apare	66 — 66 66	180 — 180 180	—	table de 5 mm pregătite pentru sudare mecanic şi rădăcină îndepărtată prin polizare, fără tratament termic
Apare în zona rădăcinii cusăturii	56 — 56 56	180 — 180 180	18 — 20 19	table de 40 mm scobite la rădăcină cu arc-aer; după sudare, piesa a fost călită la 1 100°C şi răcită în apă

această temperatură se produce o difuziune a cromului din interiorul grăuntelui spre margine, producîndu-se o egalizare a conținutului de crom în interiorul grăunților și la marginea lor.

Aceste oțeluri încălzite la temperaturi de peste 950°C suferă o mărire a grăunților și devin casante. Din aceste motive, la oțelurile feritice în zona sudurii se observă o mărire a grăunților.

Tendința de creștere a grăunților este cu atît mai mare cu cît energia calorică și, prin urmare, timpul în care piesa se găsește în zona temperaturilor înalte este mai mare.

În cazul acestor oțeluri, tendința de creștere a grăunților este accentuată și de conductivitatea lor termică scăzută. Structura grosolană care se formează după sudare în zona influențată termic nu poate fi finisată prin tratament termic.

Aceste oțeluri mai prezintă și o fragilitate crescută la temperaturi joase; pentru a evita acest fenomen, tablele folosite pentru probe au fost preîncălzite la 150 –200°C înainte de sudare.

Pentru probe s-a folosit oțelul F95Al (0,06% C; 13,4% Cr; 0,17% Si; 0,53% Mn; 0,017% P; 0,003% S: 0,90% Al și FB12 (0,12% C; 24% Cr; 1,00% Si; 0,60% Mn; 0,003% P; 0,003% Si: 1,5% Al.).

Oțelul F95Al a fost folosit sub formă de țevi cu dimensiunile de 76 mm diametru, 3,6 mm grosime, pentru recuperatoarele arătate în figura 8 și oțelul FB12 sub formă de tablă laminată, pentru arzătoarele de gaz metan de la cuptoarele rotative, pentru fabricarea cimentului.

În urma probelor efectuate s-a constatat că pentru sudarea acestor oțeluri se pot folosi cu rezultate bune electrozii austenitici de tipul 18/8 Cr/Ni cu conținut de Mo sau 25/20 Cr/Ni. Autorii au folosit electrozii Böhler Fox SAS 4 (18/8) și Böhler Fox FFB (25/20).

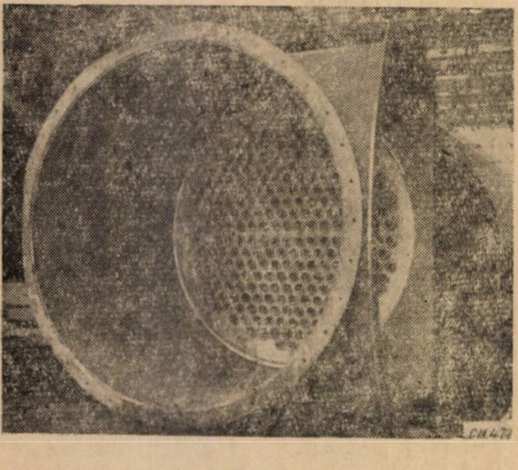


Fig. 7 *a*

Pentru a preveni fisurarea cusăturilor s-a efectuat o preîncălzire locală a pieselor la temperatura de 150 –200°C. În cazul tablelor subțiri (pînă la 10 mm), sudarea se poate executa și la rece.

O problemă foarte complicată o constituie prelucrarea tablelor la rece după sudarea lor, deoarece în timpul virolării sau calibrării apar crăpături în zona influențată termic, ca urmare a structurii grosolane, casante, care se formează în urma ciclului termic provocat de sudură.

O oarecare reducere a fragilității se poate obține în urma unui tratament termic la temperatura de 800 –850°C.

III. *Sudarea oțelurilor martensitice*

Din această grupă, pentru probele de sudură s-a ales oțelul 20C130, cu următoarea compoziție chimică: (0,16 –0,25% C; 12 –14% Cr; maximum 0,6% Ni; maximum 0,6% Mn; maximum 0,7% Si; maximum 0,08% S; maximum 0,085% P).

Oțelul 20C130, rezistent la acțiunea oxidantă și corosivă a substanțelor chimice, este folosit la piese supuse la solicitări mari și la șocuri, lucrînd sub acțiunea aburului, a aerului umed, a apei și a altor medii corosive (palete de turbină, supape etc.).

Acest oțel face parte din clasa oțelurilor cu structură martensitică.

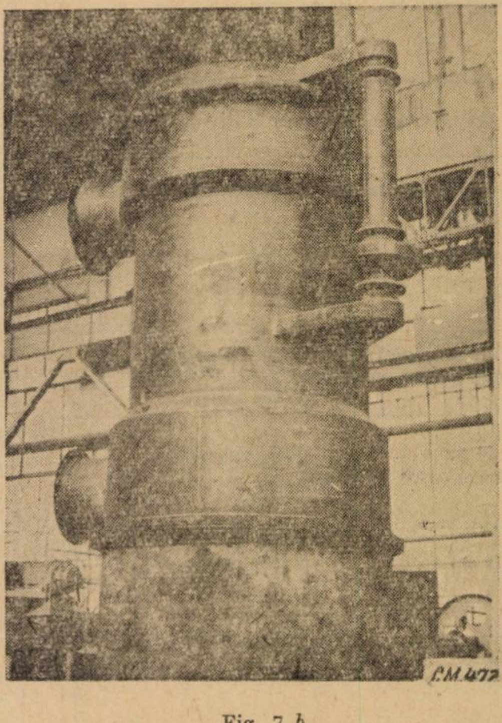


Fig. 7 *b*

În general, oțelurile martensitice conțin, ca element principal de aliere, crom în proporție de 12 –17%, și carbon, care variază între 0,1 și 1%. Toate aceste oțeluri sînt călibile în aer liber, în urma călirii căpătînd structura martensitică.

Începutul transformării structurii se produce la temperatura de 800°C, astfel încît toate încălzirile și răcirile peste această temperatură sînt însoțite de fenomenul de călire. Din această cauză, atît cordonul de sudură, cît și zonele influențate termic, sînt foarte dure și fragile. În zona călită apar și fisuri, în special atunci cînd condițiile de lucru cer ca sudura să fie executată tot cu material martensitic.

Gradul de călire a oțelului depinde de conținutul său de carbon. În comparație cu alte oțeluri martensitice, oțelul 20C130 are un grad mai mic de călire și, prin urmare, se sudează mai ușor, datorită conținutului relativ scăzut de carbon.

Pentru a preîntîmpina pericolul de formare a fisurilor este necesar ca piesa să fie preîncălzită înaintea sudării. Preîncălzirea are drept scop o reducere a vitezei de răcire. Temperatura de preîncălzire depinde de compoziția chimică a oțelului.

Folosind metoda uzinei „Kirov", s-a stabilit că pentru oțelul 20C130 temperatura de preîncălzire trebuie să fie de 250—300°C.

Pentru sudarea acestor oțeluri se pot folosi ca material de adaos materiale asemănătoare cu cel de bază.

Atunci cînd condițiile de exploatare permit, se recomandă folosirea unor electrozi austenitici. Probele de sudură au fost executate cu electrozi Böhler Fox SAS 2. După sudare și, în special, în cazul în care s-a folosit un material de adaos martensitic, se recomandă aplicarea unui tratament termic care trebuie aplicat înainte de răcirea piesei sub temperatura de 200°C. Se recomandă recoacerea întregii piese la 800—820°C pentru o durată suficientă (2—4 h), urmată de o răcire lentă. Deoarece nu totdeauna piesele mari pot fi supuse tratamentului termic înainte de răcirea piesei sub temperatura de 200°C, autorii au efectuat și probe în care piesa a fost răcită în nisip; ulterior, după răcirea ei completă, piesa a fost supusă tratamentului termic.

Tehnologia de sudare stabilită a fost aplicată la repararea defectelor provenite din turnare, care au apărut la unele piese turnate din acest oțel.

Concluzii

În general, oțelurile austenitice crom-nichel stabilizate cu titan se sudează bine.

Pentru a evita pericolul de apariție a coroziunii intercristaline se recomandă ca regimul de sudare ales să asigure o concentrație maximă a căldurii și o viteză mare de răcire a îmbinării sudate.

Folosirea electrozilor austenitici crom-nichel cu conținut de niobiu asigură îmbinărilor sudate proprietăți mecanice corespunzătoare și o bună rezistență la coroziunea intercristalină.

Tăierea și scobirea cu arc-aer nu influențează negativ proprietățile mecanice ale îmbinărilor sudate.

Tăierea și scobirea cu arc-aer au o influență negativă asupra rezistenței îmbinărilor sudate la coroziunea intercristalină.

Tehnologia stabilită s-a aplicat la sudarea plăcilor tubulare, confecționate din table cu grosimea de 5 și de 40 mm pentru un schimbător de căldură executat de Uzinele „23 August" și prezentat în figura 7.

[1] *Medovar, B. I.* Svarka hromonikelevîh stalei. Moscova, Mașghiz, 1958. [2] *Iare, H.* Schweissen hochlegierter Stähle unter besonderer Berücksichtigung Korrosion. In: Schweisstechnik, nr. 11, 1959. [3] *Paton, E. O.* Avtomaticeskaia elektrodugavaia svarka. [4] *Puschner, M.* Das Schweissen rostfreier Stähle. In: ESAB revue, nr. 4, 1960. [5] *Richter, P.* Aplicarea tehnicii sudării în construcția de aparate pentru industria chimică. Extrase din lucrările Congresului anual al Institutului internațional pentru tehnica sudării, vol. III, Viena, 1959. [6] Spravocinik elektrosvarșcika. Moscova, Mașghiz, 1960. [7] *Houdremont, E.* Spețialnie stali, vol. I. Moscova, Metallurghizdat, 1959.

CZ 677.052.

Separator de balon flexibil pentru maşinile de răsucit şi filat cu inele

Ing. D. MARFIEVICI

Separatorul de balon, cunoscut şi sub numele de antibalon, se montează pe banca cu inele a maşinilor de răsucit şi filat, între fuse. Forma şi dimensiunile principale sînt arătate în figura 1.

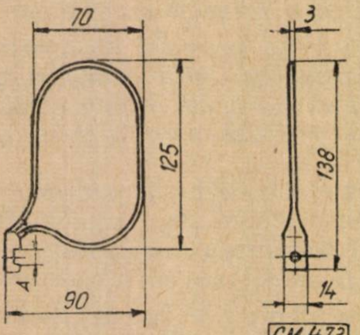


Fig. 1

Rolul acestei piese este acela de a separa firele vecine de bumbac sau de lînă, care se înfăşoară pe fuse.

Pînă în prezent, separatorul a avut o evoluţie interesantă, fiind confecţionat, de-a lungul timpului, din diverse materiale (tabela 1).

Tabela 1

Materialul	Greutatea, gf	Preţul de cost, lei	Perioada de utilizare
Fontă	495	2,47	pînă în 1950
Aluminiu	165	2,60	pînă în 1952
Tablă de oţel	108	3,24	pînă în 1957
Bachelită	51	3,50	pînă în 1958–1959
Relon	22	1,50	din 1960

Din tabela 1 reiese că piesele de metal sînt grele, căutîndu-se în mod continuu să se reducă greutatea lor. Chiar piesele de tablă de oţel sînt prea grele, prezentînd în plus dezavantajul unor muchii supărătoare pentru mîinile filatoarelor, la scoaterea şi punerea ţevilor, dat fiind spaţiul îngust (70 mm) dintre două separatoare.

S-a ajuns astfel la realizarea separatorului de bachelită, a cărui greutate este numai jumătate din greutatea celui mai uşor separator construit din metal. Trebuie menţionat că s-a ţinut seamă mereu de reducerea greutăţii separatorului, fără să se ia în considerare preţul de cost în continuă creştere.

Se mai menţionează că separatoarele de fontă, aluminiu şi bachelită au defectul că sînt relativ casante, în special cele de bachelită, care, deşi armate cu deşeuri textile, se sparg în proporţie de 10 –15 % la montaj (consum specific 112/100).

Separatorul flexibil din material termoplastic întruneşte o serie de calităţi, care, după cum reiese din tabela 1, se pot rezuma astfel: greutate redusă, preţ de cost minim, avantaje în exploatare, consum specific 1 001/1 000.

Realizarea separatoarelor din materiale termoplastice se datoreşte colaborării dintre Uzinele „Unirea" – Cluj şi Fabrica de materiale plastice – Bucureşti.

Matriţa cu două şi apoi cu patru cuiburi a fost proiectată şi executată la Uzinele „Unirea – Cluj, iar piesa de relon s-a realizat la Fabrica de materiale plastice-Bucureşti.

Una dintre problemele care au trebuit să fie rezolvate a fost electrizarea separatorului prin frecare. Fenomenul a apărut în cadrul încercărilor făcute cu polietilenă şi PCV, problema fiind rezolvată prin utilizarea relonului fabricat la Săvineşti.

Matriţa utilizată la fabricarea separatoarelor se compune din două părţi principale: partea fixă şi partea mobilă (fig. 2). Suprafaţa de contact al celor două părţi este tocmai planul de separaţie.

Partea fixă se compune din mai multe piese. Piesa de bază este matriţa fixă *1*, care conţine cavitatea pentru turnarea a două piese. Matriţa fixă este prevăzută cu racordurile *9* şi canale prin care circulă lichidul de răcire. Duza *8*, cu gaură conică, presată în centrul matriţei, face posibilă intrarea materialului plastic în interiorul cavităţii.

Matriţa fixă *1* are două găuri bucşate care servesc ca ghidaj pentru cele două cepuri de ghidare *10* şi face corp comun (prin şuruburi şi ştifturi) cu placa de fixare *3*, pe care, cu ajutorul a trei şuruburi, este fixată placa de centrare *7*. Rolul acestei piese este acela de a face legătura între orificiul de debitare a materialului plastic şi duza *8*.

Partea mobilă se compune din: matriţa mobilă *2*, care conţine cavitatea pentru turnare, miezul *21* pentru canalul piesei, cum şi cele două cepuri de ghidare *10* şi *11*. Şi aceasta este prevăzută cu racorduri prin care circulă lichidul de răcire. Matriţa mobilă face corp comun cu placa de fixare *6*, cu placa *4* şi cu cele două plăci de distanţare *5*.

Prin matrița mobilă trec patru aruncătoare *17*, *18* și extractorul *19*, acționate prin intermediul plăcii extractoare *13*. și al plăcii de susținere *14*. Placa extractoare *13* este acționată de placa *16* prin intermediul a patru prezoane *15*. Resorturile *22* au rolul de a menține placa extractoare cu cele patru aruncătoare, în poziție retrasă.

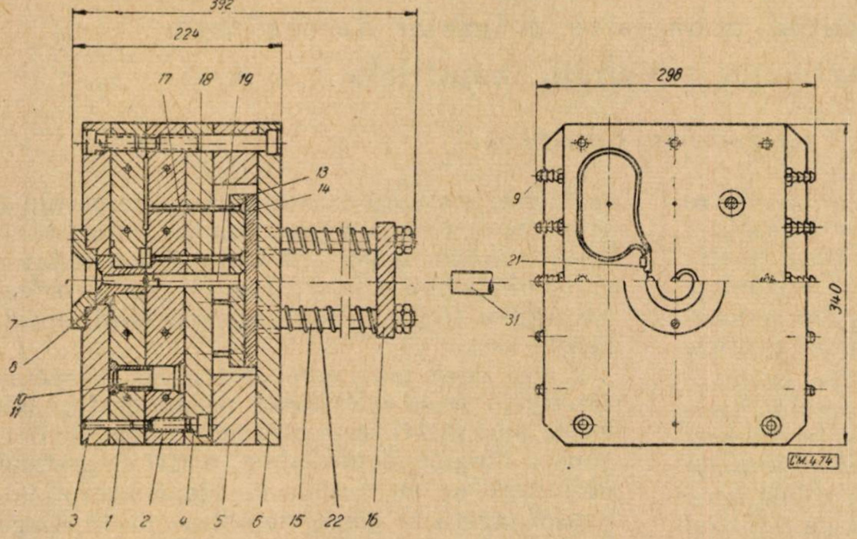


Fig. 2.

Cele două matrițe, duza și miezul se execută din oțel Poldi 2002, pentru a rezista la temperatură și uzură. Aruncătoarele și extractorul se execută din OSC 10, iar restul pieselor, din OL și OLC.

Pentru utilizare, matrița se montează pe o mașină de turnat sub presiune, care funcționează cu o presiune de 1 600 kgf/cm² și la o temperatură de aproximativ 160°C.

Partea fixă a matriței se fixează pe masa fixă a mașinii cu ajutorul plăcii *3* și al clamelor de fixare, iar gulerul plăcii de centrare *7* intră în orificiul plăcii fixe a mașinii, cu care formează un ajustaj alunecător.

Partea mobilă a matriței se fixează pe placa mobilă a mașinii cu ajutorul plăcii de fixare *6* și al clemelor de fixare, iar placa *16*, care acționează extractorul *13* prin intermediul celor patru prezoane *15*, trece liber prin orificiul plăcii mobile a mașinii. Fixarea acestor două părți se face simultan și în poziție apropiată, pentru a asigura o bună ghidare a cepurilor de conducere, asigurîndu-se cu aceasta o poziție corectă a celor două cavități la apropierea matrițelor.

În timpul presării materialului plastic, partea mobilă a matriței este adusă în contact cu partea fixă și presată pe aceasta, în așa fel încît să se asigure poziția închisă a matriței (fig. 2). După aceasta, materialul plastic se scoate de sub presiune, iar partea mobilă a matriței se retrage împreună cu cele două piese răcite parțial. Extractorul are rolul de a extrage materialul plastic aflat în orificiul conic al duzei *8* și de a menține piesele, parțial răcite, pe partea mobilă a matriței.

Partea mobilă a matriței se retrage pînă cînd placa *16*, atingînd opritorul *31*, este reținută în această poziție, împreună cu aruncătoarele *17* și *18* și cu extractorul *19*.

Matrița mobilă continuînd să se retragă (fig. 3), piesele presate sînt eliberate de către aruncătoare și extractor. Cînd placa extractoare se apropie de placa *4*, placa mobilă a mașinii se oprește împreună cu partea mobilă a matriței și piesele presate sînt aruncate afară. În continuare, matrița mobilă se apropie de matrița fixă și urmează ciclul arătat mai sus.

Există mașini care în locul opritorului *31* au un piston ce acționează placa *16* și, împreună cu aceasta, extractorul și aruncătoarele.

În tot timpul funcționării, matrița este răcită.

După presare, separatorul se colorează în negru, verde, albastru, galben, putînd fi utilizat și în culoare albă.

Uzina utilizează anual circa 80 000 bucăți din aceste piese, ceea ce duce la realizarea de economii de peste 150 000 lei și la reducerea greutății mașinilor cu 13 000 kgf, în raport cu antibalonul de tablă de oțel.

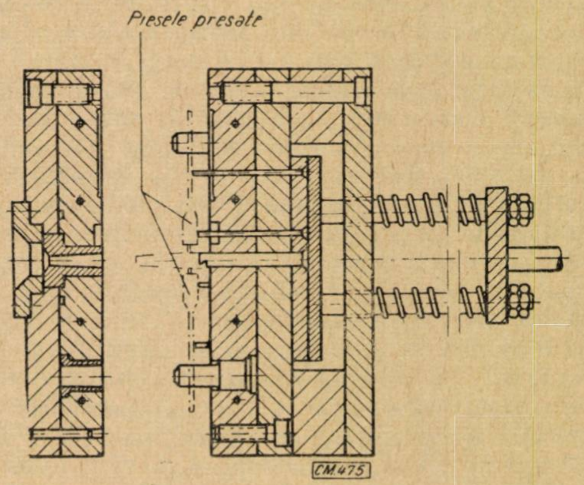


Fig. 3

Separatorul se folosește și la mașinile de filat și răsucit aflate în exploatare,în locul celui de bachelită.

În acest scop, locașul *A* al antibalonului (fig. 1) se poate realiza de 10, 12 sau 15 mm prin schimbarea unui singur reper din matriță. Astfel, antibalonul se poate utiliza fără a schimba sau a modifica barele pe care se montează.

CZ 621.71; 621.91; 338.062.1

Metoda traseului critic, o nouă metodă pentru planificarea şi controlul execuţiei economice a fazelor de realizare a obiectivelor activităţii industriale

Ing. VALENTIN CĂLINESCU

In planificarea fazelor de realizare a obiectivelor activităţii industriale se utilizează în mod curent graficele care se prezintă, de cele mai multe ori, sub formă de drepte orizontale paralele, independente şi de lungimi proporţionale cu durata fazelor pe care le reprezintă.

Acest sistem grafic permite să se estimeze durata realizării pe ansamblul obiectivului, însumîndu-se duratele fazelor componente. Pe acelaşi grafic se pot nota şi cheltuielile aferente diverselor faze, astfel încît este posibilă estimarea evoluţiei efortului financiar de-a lungul realizării obiectivului.

Analiza situaţiei lucrărilor la un anumit moment şi compararea cu situaţia planificată pe grafic permit, de asemenea, să se determine perspectivele de realizare a obiectivului la termenele şi în condiţiile prevăzute.

Ceea ce însă nu arată aceste grafice este legătura directă dintre diferitele faze componente şi, mai ales, influenţa pe care una dintre faze o poate avea asupra celorlalte şi asupra ansamblului obiectivului. În lipsa acestor indicaţii, în cazul în care se constată rămîneri în urmă faţă de program, se iau de obicei măsuri pentru accelerarea lucrărilor în toate fazele, ceea ce implică un consum ridicat de muncă şi cheltuieli băneşti. Experienţa specialiştilor corectează în oarecare măsură amploarea acestui asalt general, precizînd fazele principale asupra cărora trebuie concentrată atenţia. Acest lucru poate da loc totuşi la eforturi excesive nejustificate, deoarece nu se dispune de elemente clare care să dea posibilitatea să se cuprindă toate legăturile şi influenţele reciproce dintre diversele lucrări care duc la realizarea obiectivului în cauză. În ultimii ani acest neajuns a fost înlăturat în S.U.A. printr-o nouă metodă folosită şi cunoscută sub numele de metoda de programare pe baza stabilirii traseului critic (Critical Path Scheduling = C.P.S.). Această metodă are mai multe variante, dintre care cea mai utilizată este aceea denumită P.E.R.T. (Programme Evaluation and Review Technique). În esenţă, metoda traseului critic constă în următoarele.

1. Se stabileşte nomenclatorul fazelor şi al etapelor de realizare a obiectivului, aproximativ în ordinea cronologică normală (în acest stadiu ordinea cronologică exactă nu are o importanţă prea mare, fiind esenţială numai enumerarea tuturor fazelor importante). Acest nomenclator va cuprinde numai fazele direct legate de obiectiv pentru ca să nu se lungească inutil specificaţia lor.

2. Se alege faza care determină începerea activităţii şi se marchează pe un grafic, sub forma unei săgeţi trase cu o linie plină, de lungime şi direcţie convenabile, astfel ca graficul să încapă pe un format de hîrtie acceptabil. Sensul săgeţii se alege, de obicei, de la stînga la dreapta.

3. Se alege apoi faza care urmează în ordine cronologică primei faze şi se analizează dacă există faze care se pot executa în paralel. Din vîrful săgeţii care reprezintă faza iniţială se trag cu linii pline atîtea săgeţi cîte faze se pot executa în paralel, fiecare săgeată reprezentînd deci cîte o fază. Direcţia şi mărimea acestor săgeţi se aleg pe baza aceloraşi criterii ale realizării unui grafic continuu de dimensiuni convenabile. Sensul săgeţilor se menţine în continuare de la stînga la dreapta. Fazele care se pot executa simultan vor fi deci reprezentate prin săgeţi în paralel, iar cele care trebuie executate succesiv vor fi indicate prin săgeţi în serie.

4. Dacă una dintre faze trebuie terminată înaintea alteia, aflată pe o linie paralelă, se uneşte printr-o linie punctată vîrful săgeţii reprezentînd prima fază, cu coada săgeţii reprezentînd pe a doua.

5. Se continuă cu întocmirea graficului în modul descris pînă cînd s-a epuizat nomenclatorul fazelor stabilit la punctul 1 (fig. 1). Acest grafic arată: ce precede fiecărei faze; ce urmează fiecărei faze şi ce faze se pot executa în paralel.

6. Pentru analiza ce urmează a se efectua se numerotează coada şi vîrful săgeţilor astfel încît numerele să nu se repete niciodată pe o aceeaşi diagramă, iar numărul de la coada unei săgeţi să fie totdeauna mai mic decît cel de la vîrful ei. Diferitele faze pot fi acum identificate prin numerele care marchează coada şi vîrful săgeţilor care le reprezintă.

7. Pentru fiecare fază se estimează durata (şi cheltuielile de execuţie, dacă e cazul) în ipoteza condiţiilor de lucru normale.

8. Pornind de la vîrful săgeţii care reprezintă faza finală, se însumează durata tuturor fazelor în serie, inclusiv cea iniţială. Procedînd astfel cu toate şirurile logic posibile, rezultă o serie de trasee pe care se află anumite faze ale căror durate (şi cheltuieli) însumate se compară între ele.

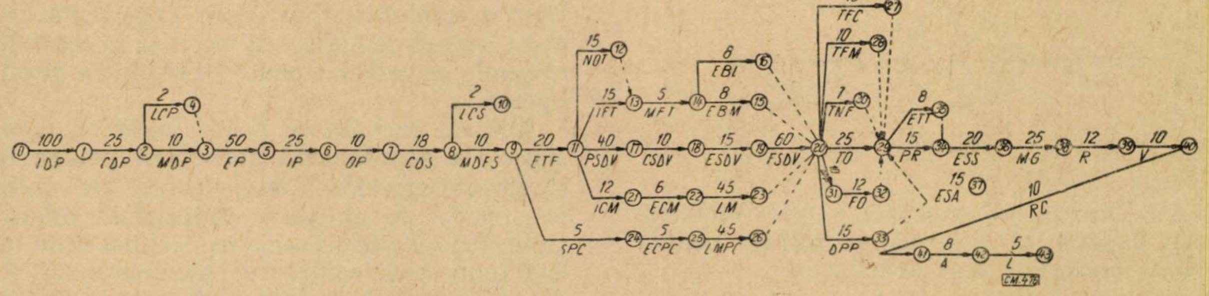


Fig. 1

Şirul de săgeţi cu durata maximă reprezintă traseul critic. El arată care sînt fazele la care este obligatorie respectarea termenelor; în caz contrar, termenele pentru ansamblul obiectivului nu mai pot fi respectate. Fazele aflate pe traseul critic sînt faze critice. Identificarea traseului critic permite să se acorde o atenţie deosebită fazelor care se înscriu de-a lungul lui, respectiv permite concentrarea eforturilor asupra lucrărilor socotite ca cele mai importante.

Cunoaşterea traseului critic mai dă posibilitatea să se stabilească măsurile şi cheltuielile necesare pentru scurtarea lui, astfel încît să se accelereze realizarea de ansamblu a obiectivului. Bineînţeles că în cazul în care, datorită anumitor măsuri, traseul critic iniţial este redus, se poate ca un alt traseu să devină critic. Pentru aceste cazuri se procedează la fel ca şi pentru traseul critic iniţial. Diferenţa dintre durata traseului critic şi durata celorlalte trasee se defineşte ca jocul unui traseu faţă de cel critic şi arată cu cît pot întîrzia fazele necritice, fără să pericliteze termenul de realizare finală a obiectivului. Trebuie precizat că acest joc este total pentru fazele necritice aflate pe un traseu. El va fi acordat în întregime fie unei faze necritice de pe acest traseu (în care caz jocul pentru toate celelalte faze de pe acelaşi traseu devine nul), fie împărţit după un criteriu oarecare, proporţional — spre exemplu — cu durata fazelor, între toate fazele necritice. Se observă că traseele necritice cuprind şi faze critice.

9. Din diagrama întocmită conform punctului 3 se extrage programul de activitate care poate avea forma din tabela 1.

Tabela 1

Faza (sarcina) denumire	simbol	Executant (serviciu, birou, secţie, atelier)	Numere de ordine din diagramă		Durata execuţiei în zilele lucrătoare a 8 h /zi (respectiv 16 h/zi)	Termene de execuţie ale sarcinii socotite în zile de la începutul programului				Jocul în zile	Cheltuieli	
			început	sfîrşit		începutul		sfîrşitul			ore om	lei
						cel mai devreme	cel mai tîrziu	cel mai devreme	cel mai tîrziu			
Întocmirea desenului pentru prototip	IDP	constructor şef	0	1	100	0	0	100	100	0	8 000	8 0000
Controlul desenului pentru prototip	CDP	constructor şef	1	2	25	101	101	125	125	0	600	6 000
Copierea desenului pentru prototip	MDP	heliograf	2	3	10	126	126	135	135	0	160	6 000
Lansarea comenzii pentru prototip	LCP	planificare	2	4	2	126	134	127	135	8	4	30
Execuţia prototipului	EP	atelierul de prototipuri	3	5	50	136	136	186	186	0	16 000	150 000

Pentru obiective care cuprind un număr mai redus de faze este posibil a se programa activitatea chiar pe graficul întocmit, după cum se vede în figura 2. În această figură, cercurile în care se înscriu numerele de la cozile şi de la vîrfurile săgeţilor reprezentînd fazele de execuţie se împart în patru părţi, notîndu-se în fiecare: a — numărul de ordine care marchează vîrful, respectiv coada unei săgeți; b — data cea mai apropiată la care se pot termina lucrările ce preced faza, respectiv termenul cel mai apropiat la care pot începe lucrările fazei următoare; c — termenul cel mai îndepărtat la care se pot executa, respectiv începe aceleași lucrări; d — termenul hotărît pentru începerea lucrărilor fazei următoare.

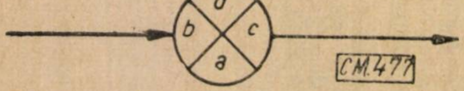


Fig. 2

Se observă că diferența de termene dintre datele de la punctele b și c este în legătură directă cu jocurile acordate diverselor faze necritice și că data înscrisă conform punctului d trebuie să fie între cele înscrise la punctele b și c.

Cu ajutorul diagramei și al programului de activitate elaborat pe baza ei se pot stabili și analiza următoarele elemente:

— durata normală a lucrărilor pe ansamblul obiectivului și comparația acesteia cu termenele prescrise;

— lucrările care trebuie accelerate pentru a se realiza termenele prescrise (în caz că durata normală este mai mare decît cea necesitată pentru a se realiza termenele fixate);

— care sînt activitățile cuprinse în programul de lucru;

— care este stadiul lucrărilor la un anumit moment și cum se prezintă el față de programul stabilit;

— ce faze trebuie accelerate pentru a se realiza programul, în caz că se constată întîrzieri față de acesta;

— ce sarcini revin diverselor compartimente;

— cînd trebuie începută activitatea într-un anumit compartiment pentru o anumită fază;

— cînd trebuie încheiată activitatea într-un anumit compartiment pentru o anumită fază;

— ce durată are la dispoziție un anumit compartiment pentru a-și realiza sarcinile;

— ce faze trebuie realizate simultan;

— ce influență are (și asupra cui se exercită această influență) realizarea unei faze într-unul din compartimente.

Cu toate avantajele evidente ale acestei metode, nu trebuie să se creadă că ea poate rezolva în mod mecanic toate problemele coordonării fazelor de realizare a unui obiectiv, înlocuind experiența tehnico-organizatorică a personalului de înaltă calificare. Ea este o completare eficientă a acestei experiențe și permite soluționarea mai rapidă și mai ușoară a problemelor dificile de această natură.

În ceea ce privește aplicarea practică a acestei metode trebuie arătat că pentru obiective cuprinzînd pînă la aproximativ 1 000 de faze, calculele necesare și elaborarea programului de lucru se pot executa manual, fără ajutorul mașinilor de calculat, după ce personalul executant a dobîndit o oarecare experiență. Peste acest volum de lucru este necesar să fie folosite mașinile de calculat pentru a se obține rezultate operative.

Această metodă se poate folosi cu deosebit succes la coordonarea activității pentru realizarea obiectivelor complexe, ca de exemplu construcții de obiective industriale (hidrocentrale, uzine) sau urbanistice, realizări de instalații industriale complexe, însușirea în fabricație de noi tipuri de mașini și instalații etc. Aplicarea experimentală a acestei metode la însușirea unor tipuri noi de mașini agricole a scos în evidență fazele critice care diferă în funcție de condițiile specifice fiecărui produs. Astfel, pentru produsele de oarecare complexitate și cu perspective de fabricație în serie mai mare, fazele critice s-au dovedit a fi proiectarea și executarea echipamentului tehnologic, lucru explicabil prin numărul relativ ridicat de SDV-uri necesare și prin capacitățile foarte limitate existente în compartimentele respective. La alte produse, fazele critice au fost determinate de volumul de muncă ce trebuia executat în unele secții și ateliere de prelucrare. Pentru toate cazurile s-au putut preconiza măsurile necesare, care, în general, au constat în organizarea colaborării datorită cărui fapt s-au mărit, temporar, capacitățile strangulate.

În continuare se dă un exemplu simplificat de aplicare a acestei metode la programarea fazelor de însușire în fabricația în serie pentru un nou tip de mașină.

Pentru economie de spațiu, nomenclatorul fazelor (tabela 2) a fost arbitrar limitat la un număr redus de poziții, menționîndu-se numai cele considerate esențiale sau caracteristice. Bineînțeles că la aplicarea, într-un caz real, a acestei metode stabilirea nomenclatorului se va face ținînd seamă de cele recomandate sub punctul 1. Duratele fazelor se calculează, respectiv se estimează, de preferință, de către compartimentele ce urmează să le realizeze, pe baza complexității estimate a sarcinilor, a capacităților existente și a încărcărilor ce rezultă din suma sarcinilor de realizat într-o anumită perioadă (deci nu numai din sarcinile ce reies din obiectivul pentru care se face analiza).

Pentru ușurarea identificării fazelor pe diagramă, ele au fost simbolizate prescurtat, astfel încît simbolul să poată fi înscris cu ușurință pe grafic. Simbolurile au fost indicate și pe nomenclator. Este de la sine înțeles că în cazul aplicării sistematice și generalizate a acestei metode, fazele pot fi codificate, pe diagramă trecîndu-se codul lor.

Tabela 2

Denumirea fazelor	Simbol	Durata în zile lucrătoare
Întocmirea desenelor pentru prototip	IDP	100
Controlul desenelor pentru prototip	CDP	25
Copierea desenelor pentru prototip	MDP	10
Lansarea comenzii pentru prototip	LCP	2
Execuţia prototipului	EP	50
Încercarea prototipului	IP	25
Omologarea prototipului	OP	10
Corectarea desenelor pentru fabricaţia de serie	CDS	18
Copierea desenelor pentru fabricaţia de serie	MDFS	10
Lansarea comenzii pentru fabricaţia de serie	LCS	2
Stabilirea planului de colaborare	SPC	5
Întocmirea consumurilor de materiale	ICM	12
Emiterea comenzilor pentru materiale	ECM	6
Emiterea comenzilor pentru planul de colaborare	PCEe	5
Elaborarea tehnologiei de fabricaţie	ETF	20
Normarea operaţiilor tehnologice	NOT	15
Proiectarea de SDV	PSDV	40
Întocmirea fişelor tehnologice şi a planurilor de operaţii	IFT	15
Copierea proiectelor de SDV	CSDV	10
Emiterea comenzilor pentru SDV	ESDV	15
Execuţia de SDV	FSDV	60
Multiplicarea fişelor tehnologice şi a planurilor de operaţii pentru fabricaţia de serie a produsului	EFT	5
Emiterea bonurilor de lucru	EBL	8
Emiterea bonurilor de materiale	EBM	8
Livrarea materialelor	LM	45
Livrarea materialelor din planul de colaborare	LMPC	45
Turnarea pieselor din Fc pentru lotul serie zero	TFC	15
Turnarea pieselor din Fm pentru lotul serie zero	TFM	10
Turnarea pieselor din oţel pentru lotul serie zero	TO	25
Turnarea pieselor din aliaje neferoase	TNF	7
Forjarea pieselor din oţel	FO	12
Debitarea materialelor pentru piese forjate	DPF	10
Debitarea materialelor pentru piese prelucrate (table, profile)	DPP	15
Prelucrarea la rece a pieselor pentru lotul serie zero	PR	15
Executarea subansamblurilor sudate	ESS	20
Executarea subansamblurilor nituite şi înşurubate	ESA	15
Executarea tratamentelor termice secundare	ETT	8
Montajul general al lotului serie zero	MG	25
Rodajul lotului serie zero	R	12
Vopsirea lotului serie zero	V	10
Ambalarea lotului serie zero	A	8
Livrarea lotului serie zero	L	5
Recepţia de casă a lotului serie zero	RC	10

Observaţii

— În mod intenţionat ordinea cronologică a unora dintre faze a fost intervertită pentru a se arăta că partea importantă a nomenclatorului este enumerarea fazelor principale.

— Execuţia prelucrărilor şi a montajului lotului serie zero presupune şi omologarea tehnologiei de fabricaţie

Pentru uşurarea urmăririi construcţiei diagramei, duratele estimate ale fazelor s-au înscris atît în nomenclator, cît şi pe grafic. Duratele sînt exprimate în zile lucrătoare, considerînd lucrul în două schimburi a opt ore pentru atelierele de producţie şi cele auxiliare şi lucrul într-un schimb de opt ore pentru servicii.

Diferitele trasee, logic posibile, se identifică prin numerele nodurilor care le caracterizează. Pentru exemplul din figura 1, traseul critic este 43 —42 —41 —40 — 39—38 — 36 — 34 — 19 — 20 — 19 —18 —17 —11 —9 —8 —7 —6 —5 —3 — 2 —1 — 0 şi durata lui este de 523 zile lucrătoare.

Un traseu necritic, logic posibil, este, de exemplu, traseul: 43 —42 —41 —40 —39 —38 — —36 —37 —34 —29 —33 —20 —23 —22 —21 —11 — —9 —8 —7 —6 —5 —3 —2 —1 —0, a cărui durată este de 446 zile (tabela 3).

Tabela 3

Traseu critic (toate fazele sînt critice)		Traseu necritic*	
faza	durata în zile	faza	durata în zile
42 — 43	5	**42 — 43**	5
41 — 42	8	**41 — 42**	8
41 — 41	10	**40 — 41**	10
39 — 40	10	**39 — 40**	10
38 — 39	12	**38 — 39**	12
36 — 38	25	**36 — 38**	25
34 — 36	20	34 — 37	15
29 — 34	15	**29 — 34**	15
20 — 29	25	20 — 33	15
19 — 20	60	22 — 23	45
18 — 19	15	21 — 22	6
17 — 18	10	11 — 21	12
11 — 17	40	**9 — 11**	20
9 — 11	20	**8 — 9**	10
8 — 9	10	**7 — 8**	18
7 — 8	18	**6 — 7**	10
6 — 7	10	**5 — 6**	25
5 — 6	25	**3 — 5**	50
3 — 5	50	**2 — 3**	10
2 — 3	10	**1 — 2**	25
1 — 2	25	**0 — 1**	100
0 — 1	100		
total	523	total	446

* Cifrele negre reprezintă faze critice.

Jocul total al acestui traseu faţă de cel critic este de 523 —446 = 77 zile şi el poate fi repartizat numai fazelor necritice care sînt fazele 34 —37, 20 —33, 22 —23, 21 —22 şi 11 —21.

Trebuie observat că jocul total al unei serii de faze necritice plus suma duratelor acestora nu poate depăşi suma duratelor fazelor critice paralele. Astfel, de exemplu, pe traseul necritic menţionat sînt fazele necritice 11 —21, 21 —22 şi 22 —23, a căror durată totală este de 125 zile. Jocul maxim admisibil pentru fazele necritice este deci de 125 —63 = 62 zile. Dacă se depăşeşte această valoare nu se pot începe fazele a căror origine este în nodul 20, chiar dacă termenele fazelor critice au fost respectate. Din cele arătate se vede că chiar pentru cazuri relativ simple există destul de multe trasee care trebuie analizate pentru a determina atît traseul critic, cît şi jocurile admisibile ale fazelor necritice. Prin analiza situaţiilor logic posibile se vor înlătura întotdeauna neclarităţile aparente, determinînd elementele de orientare necesare pentru stabilirea şi controlul programelor de lucru. Desigur, folosirea sistematică a acestei metode poate să ducă la tipizări în aplicarea ei. Aceste elemente lipsesc încă şi va fi interesant să se vadă întîi rezultatele obţinute în mai multe domenii de activitate. Nu e lipsită de interes constatarea făcută de organizaţiile din străinătate, care au utilizat această metodă în ceea ce priveşte urmărirea unui obiectiv prin metoda traseului critic, în timp ce pentru alte obiective urmărite în paralel nu s-a folosit aceeaşi metodă. Aceasta a dus la efectuarea unui bun control asupra primului obiectiv, în dauna celorlalte pentru care lipseau elementele de analiză aşa de clare ca cele obţinute prin noua metodă. De aici se trage concluzia că pentru coordonarea activităţii unui sector economic sau a unei întreprinderi trebuie să se tindă la aplicarea generalizată a noii metode.

[1] *Keeping, J. O.* Critical Path Scheduling. In : Engineering Materials and Design, vol. 6, nr. 12, decembrie 1963, p. 864 – 867.

Pentru tînărul inginer

CZ 621.941.015 : 621.753.1

Asupra determinării rigidităţii statice şi dinamice a strungurilor

Ing. CAROL ELEKES şi IOSIF PALLA

In lumina sarcinilor trasate de Congresul al III-lea al P.M.R. cu privire la îmbunătăţirea necontenită a caracteristicilor tehnico-economice ale maşinilor, o importanţă mare se acordă rigidităţii în toate ramurile industriei constructoare de maşini.

Mărirea preciziei prelucrării prin aşchiere şi ridicarea productivităţii sînt direct legate de mărirea rigidităţii sistemului tehnologic elastic maşina-unealtă — piesă — sculă ; la strunjire, în acest sistem tehnologic elastic un rol deosebit îl are strungul, prin rigiditatea lui.

Pentru o structură cinematică bine determinată a strungului, atît precizia de prelucrare, cît şi productivitatea depind de rigiditate.

Rigiditatea mare permite aplicarea unor regimuri de aşchiere intensive sau rapide, fără scăderea preciziei de prelucrare şi fără apariţia vibraţiilor, ceea ce are ca urmare mărirea productivităţii muncii.

Rigiditatea trebuie privită sub două aspecte :

— aspectul constructiv, avînd drept scop realizarea unei rigidităţi maxime, prin construcţia corespunzătoare a formei, a dimensiunilor şi a lanţurilor cinematice ale strungului ;

— aspectul tehnologic, avînd drept scop asigurarea unei precizii de prelucrare şi a unei productivităţi ridicate prin alegerea adecvată a sistemului tehnologic elastic strung — piesă — cuţit.

Sistemul tehnologic elastic strung — piesă — cuţit se deformează sub influenţa forţelor de aşchiere şi a altor forţe aplicate elementelor acestui sistem. Deformaţiile provoacă deplasarea tăişului cuţitului de strung în raport cu piesa, în direcţia normală pe suprafaţa prelucrată, introducînd erori de formă şi de dimensiuni, ceea ce influenţează negativ precizia de prelucrare.

Rigiditatea sistemului tehnologic elastic strung — piesă — cuţit este definită de raportul dintre componenta perpendiculară pe suprafaţa prelucrată a forţei de aşchiere P_y şi deplasarea tăişului cuţitului de strung faţă de piesă pe aceeaşi direcţie y.

$$J = \frac{P_y}{y}, \text{ kgf/mm.} \qquad (1)$$

După natura deformaţiilor care se produc, există două feluri de rigidităţi :

— rigiditatea propriu-zisă, care este rezultatul deformaţiilor în urma solicitărilor cunoscute din rezistenţa materialelor ;

— rigiditatea de contact, care este rezultatul deformaţiilor elasticoplastice ale celor două suprafeţe de contact. Datorită rugozităţii suprafeţelor, suprafaţa reală de contact este mult mai mică, iar presiunea reală de contact este mult mai mare decît cea nominală :

$$\delta = Cp^m, \text{ mm,} \qquad (2)$$

în care :

δ este deformaţia sau apropierea suprafeţelor, mm ;
p — presiunea nominală, kgf/mm² ;
m — exponent ($m = 0{,}9 - 1{,}8$);
c — coeficient de proporţionalitate, dependent de rugozitatea suprafeţelor de contact şi de natura materialelor.

În construcţia strungurilor, rigiditatea de contact are un mare rol, datorită numărului mare de ghidaje şi îmbinări de suprafeţe introduse în scopul uşurării tehnologiei, montajului, reglajului etc.

Solicitările subansamblurilor strungului

În cazul prinderii piesei între vîrfuri, în timpul procesului de aşchiere asupra piesei acţionează cele trei componente ale apăsării de aşchiere P_x, P_y şi P_z. Datorită acţiunii apăsărilor de aşchiere şi greutăţii piesei iau naştere reacţiuni în sistemul format de piesă — păpuşa fixă — păpuşa mobilă şi sania principală — sania portcuţit (fig. 1).

Se notează cu :
P — apăsarea de aşchiere;
P_z — apăsarea principală de aşchiere;
P_y — apăsarea de respingere;
P_x — apăsarea de avans;
P_v — forţa axială care acţionează la vîrful păpuşii fixe şi la păpuşa mobilă, dependentă de forţa axială de strîngere a piesei între vîrfuri şi de condiţiile de frecare la acestea;
G_p — greutatea piesei;
M_t — momentul de torsiune.

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}$$

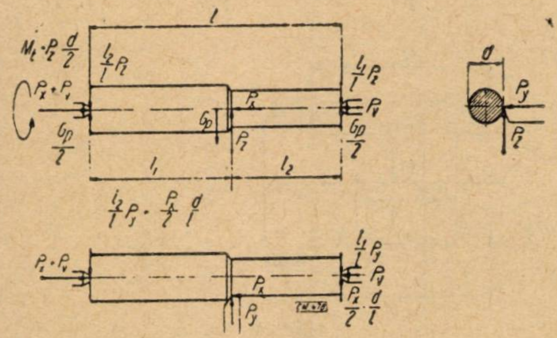


Fig. 1

Geometria cuţitului de strung şi condiţiile tehnologice de aşchiere, care determină raportul P_x, P_y, P_z, influenţează direct solicitările subansamblurilor strungului.

În condiţiile de echilibru, asupra păpuşii fixe acţionează următoarele forţe (fig. 2):

$$P_1 = \frac{l_4}{l_5}\left(\frac{l_2}{l} P_z - \frac{G_p}{2}\right) + \frac{h_2}{l_5}(P_x + P_v),$$

$$P_2 = \frac{l_4}{l_5}\left(\frac{l_2}{l} P_y + \frac{P_x}{2}\frac{d}{l}\right),$$

$$P_3 = \frac{l_4 + l_5}{l_5}\left(\frac{l_2}{l} P_z - \frac{G_p}{2}\right) + \frac{h_2}{l_5}(P_x + P_v),$$

$$P_4 = \frac{l_4 + l_5}{l_5}\left(\frac{l_2}{l} P_y + \frac{P_x}{2}\frac{d}{l}\right),$$

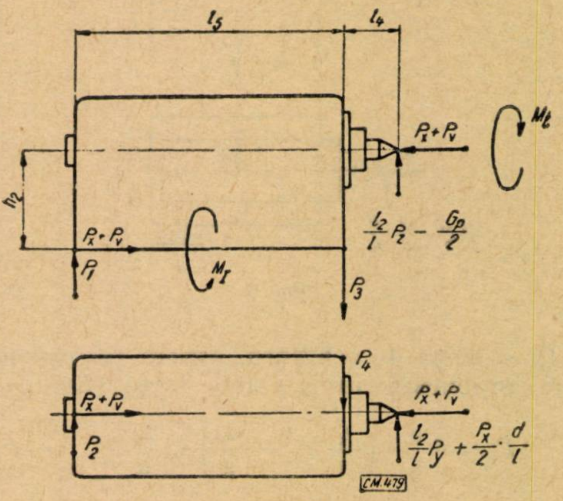

l_5
l_4
P_x+P_v
M_t
h_2
P_x+P_v
M_t
P_1
$\frac{l_2}{l} P_z - \frac{G_p}{2}$
P_3
P_4
P_x+P_v
P_x+P_v
P_2
$\frac{l_2}{l} P_y + \frac{P_x}{2} \cdot \frac{d}{l}$
CM.479

Fig. 2

În planul transversal acţionează momentul :

$$M_I = P_z \frac{d}{2} + \left(\frac{l_2}{l} P_y + \frac{P_x}{2}\frac{d}{l}\right) h_2.$$

Din punctul de vedere al studiului rigidităţii, păpuşa fixă se compune din ax principal şi carcasă. Sub acţiunea forţelor şi momentului arătate, iau naştere în subansamblul păpuşii fixe următoarele deformaţii elastice :

1. Deformaţia elastică proprie a axului principal (considerînd axul principal ca o grindă solicitată la încovoiere). Forţele care produc această deformaţie sînt următoarele:

a) în planul vertical $P_x + P_v$ şi $\frac{l_2}{l} P_z - \frac{G_p}{2}$;

b) în planul orizontal $P_x + P_v$ şi $\frac{l_2}{l} P_y + \frac{P_x}{2}\frac{d}{l}$.

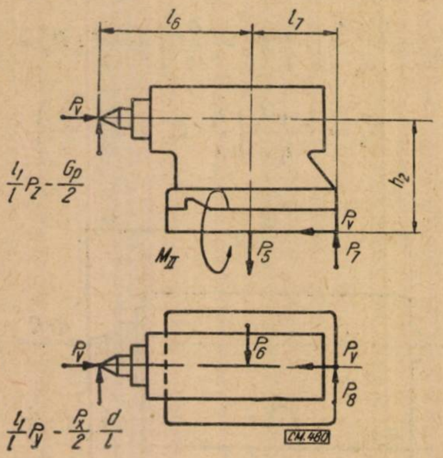
2. Deformaţia elastică de contact între vîrful, axul principal, rulmenţii şi carcasa păpuşii fixe.

3. Deformaţia elastică de contact la locul îmbinării carcasei păpuşii fixe cu patul strungului. Aceste deformaţii sînt provocate de următoarele forţe şi momente:

a) în planul vertical P_1, P_3, $P_x + P_v$ şi M_I;

b) în planul orizontal P_2, P_4 şi $P_x + P_v$.

În aceleaşi condiţii tehnologice de aşchiere (pentru un raport bine determinat $P_x : P_y : P_z$), rigiditatea păpuşii fixe depinde de temperatura de funcţionare a cutiei de viteză. La o temperatură de funcţionare mai ridicată se micşorează jocurile între organele componente, deci rigiditatea subansamblului creşte.



l_6
l_7
P_1
$\frac{l_1}{l}P_z - \frac{G_p}{2}$
h_2
P_v
M_{II}
P_5
P_7
P_1
P_6
P_v
P_8
$\frac{l_1}{l}P_y - \frac{P_x}{2}\frac{d}{l}$
CM 480

Fig. 3

În condiţii de echilibru, asupra păpuşii mobile acţionează următoarele forţe (fig. 3).

$$P_5 = \frac{l_6 + l_7}{l_7}\left(\frac{l_1}{l}P_z - \frac{G_p}{2}\right) + \frac{h_2}{l_7}P_v,$$

$$P_6 = \frac{l_6 + l_7}{l_7}\left(\frac{l_1}{l}P_y - \frac{P_x}{2}\,\frac{d}{l}\right),$$

$$P_7 = \frac{l_6}{l_7}\left(\frac{l_1}{l}P_z - \frac{G_p}{2}\right) + \frac{h_2}{l_7}P_v.$$

$$P_8 = \frac{l_6}{l_7}\left(\frac{l_1}{l}P_y - \frac{P_x}{2}\,\frac{d}{l}\right).$$

În planul transversal acţionează momentul :

$$M_{II} = \left(\frac{l_1}{l}P_y - \frac{P_x}{2}\,\frac{d}{l}\right)h_2.$$

Deformaţiile elastice ale păpuşii mobile provocate de solicitările arătate depind de mărimea consolajului pinolei, l_6, de forţa de strîngere axială a piesei de prelucrat între vîrfuri, P_v şi de calitatea îmbinărilor : patul strungului — placa suport — corpul păpuşii mobile — pinolă — vîrf.

Prin mărirea consolajului pinolei se măreşte deformaţia elastică proprie a pinolei. Această deformaţie este rezultatul acţiunii următoarelor forţe :

a) în planul vertical $\frac{l_1}{l}P_z - \frac{G_p}{2}$ şi P_v ;

b) în planul orizontal $\frac{l_1}{l}P_y - \frac{P_x}{2}\,\frac{d}{l}$ şi P_v.

Cu creşterea forţei de strîngere axială a piesei între vîrfuri, deformaţia elastică a păpuşii mobile se micşorează.

Căruciorul strungului este format din următoarele organe mobile : sanie principală, sanie transversală, sanie portcuţit şi portcuţitul propriu-zis.

Asupra săniei acţionează următoarele forţe (fig. 4) :

$$P'_{xM1} = \frac{1}{l_3}P_x \cdot h_1 ;$$

P_{xM1} este reacţiunea momentului produs de apăsarea de avans în plan vertical.

$$P_{xM2} = \frac{1}{l_3}P_x\frac{b-d}{2};$$

P_{xM2} — reacţiunea momentului produs de apăsarea de avans în plan orizontal.

$$P_{yM} = \frac{1}{b}P_y \cdot h_2 ;$$

P_{yM} — reacţiunea momentului produs de apăsarea de respingere în plan vertical

$$P_{z3} = \frac{1}{b}P_z\frac{b+d}{2}; \quad P_{z4} = \frac{1}{b}P_z\frac{b-d}{2};$$

P_{z3} ; P_{z4} — reacţiunile apăsării principale de aşchiere.

O mare influenţă asupra rigidităţii căruciorului o au atît deformaţiile elastice proprii ale organelor componente, cît şi numărul mare de suprafeţe de contact în cadrul subansamblului.

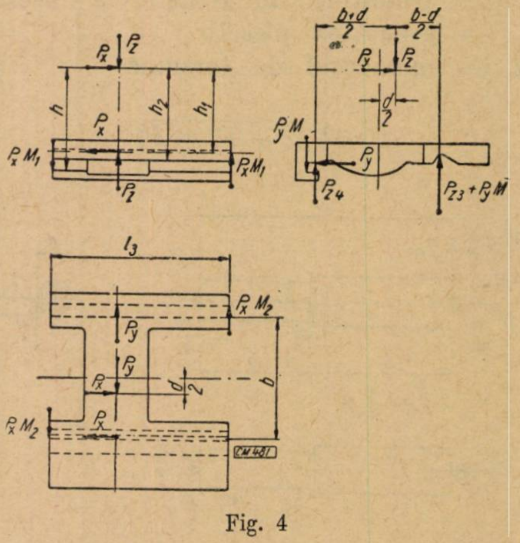


Fig. 4

Acţiunea apăsării de respingere P_y produce deplasarea elastică a tăişului cuţitului în direcţie normală pe suprafaţa piesei de prelucrat, deplasare elastică ce influenţează direct precizia de prelucrare.

Influența apăsării principale de așchiere P_z asupra preciziei de prelucrare este neglijabilă ; totuși mărirea rigidității căruciorului în planul vertical este importantă pentru evitarea vibrațiilor în timpul procesului de așchiere.

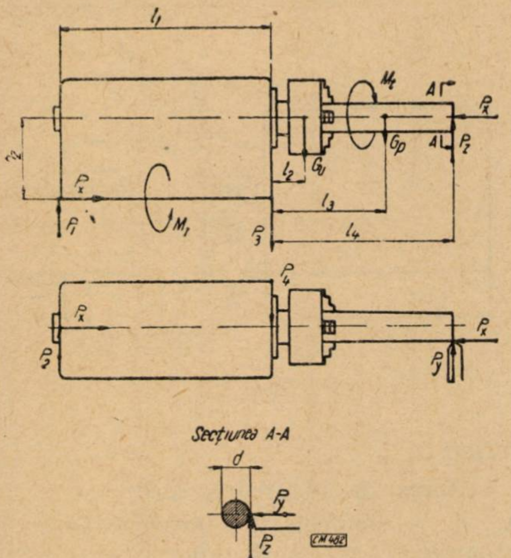


Fig. 5

În cazul prinderii piesei în universal și vîrful păpușii mobile, solicitările subansamblurilor se pot considera identice cu solicitările în cazul prinderii între vîrfuri. Diferențe neglijabile apar numai la solicitările celor două păpuși, ca urmare a acțiunii greutății proprii a universalului și a schimbării felului de antrenare a piesei.

În cazul prinderii piesei în universal — cea mai folosită la strunjire — asupra păpușii fixe acționează următoarele forțe (fig. 5) :

$$P_1 = \frac{1}{l_1}(P_z l_4 - G_u l_2 - G_p l_3),$$

$$P_2 = \frac{1}{l_1}\left(P_y l_4 - P_x \frac{d}{2}\right)\cdot$$

$$P_3 = \frac{1}{l_1}[P_z(l_1+l_4) - G_u(l_1+l_2) - G_p(l_1+l_3)],$$

$$P_4 = \frac{1}{l_1}\left[P_y(l_1+l_4) - P_x\frac{d}{2}\right],$$

în care G_u este greutatea universalului.

În planul transversal acționează momentul :

$$M_I = P_y h_2 + P_z \frac{d}{2}\cdot$$

Solicitările căruciorului sînt identice cu solicitările anterioare; păpușa mobilă nu este solicitată.

Metode de determinare a rigidității

Rigiditatea totală a unui sistem, în funcție de rigiditățile elementelor componente, se determină egalînd deformația întregului sistem cu suma deformațiilor elementelor componente, reduse la punctul și direcția adoptată pentru determinarea rigidității sistemului.

Deformația sistemului este :

$$y_s = y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_n = \sum_{i=1}^{n} y_i, \quad (3)$$

în care :

y_i este deformația elementului component i.

Pe baza relației (1) rezultă expresia rigidității unui sistem în funcție de rigiditatea elementelor componente :

$$\frac{1}{J_s} = \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} + \dots + \frac{1}{J_n} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{J_i}, \quad (4)$$

în care :

J_s este rigiditatea sistemului;

J_i — rigiditatea elementului component i.

În unele calcule este folosită valoarea inversă a rigidității, numită elasticitate :

$$e = \frac{1}{J}, \text{ mm/kgf.} \quad (5)$$

Determinarea pe cale analitică a rigidității strungurilor nu este posibilă. Din această cauză, determinarea rigidității se efectuează prin încercări specifice fiecărui tip de strung. Metodele de încercare au scopul de a determina rigiditatea subansamblurilor componente, în vederea stabilirii rigidității totale.

Metoda încercării statice constă în măsurarea cu comparatorul a deformațiilor provocate de încărcarea cu forțe treptat crescînde a subansamblurilor în stare de repaus.

Forțele de încărcare — aproximativ egale cu cele care apar în procesul de așchiere — se aplică cu ajutorul unui dinamometru, pe direcția apăsării de respingere P_y ($P_x = P_z = 0$).

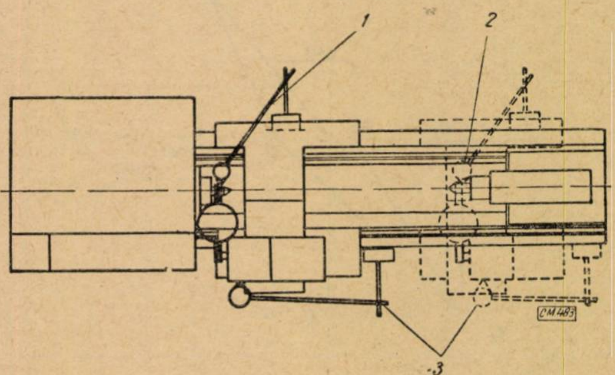


Fig. 6

Practic, încercările statice se efectuează în felul următor (fig. 6) :

— pentru păpușa fixă, dinamometrul se fixează între vîrful păpușii fixe și portcuțitul strungului. Suportul comparatorului *1* se fixează pe patul strungului, iar palpatorul acestuia în contact cu vîrful păpușii fixe, în sensul opus aplicării forței de încărcare;

— pentru păpușa mobilă, dinamometrul se fixează între vîrful păpușii mobile și portcuțitul strungului. Suportul comparatorului *2* se fixează pe patul strungului, iar palpatorul acestuia în contact cu vîrful păpușii mobile, în sens opus aplicării forței de încărcare;

— pentru cărucior se folosește oricare dintre montajele anterioare, cu diferența că palpatorul se pune în contact cu portcuțitul strungului în sens opus aplicării forței de încărcare.

Cu ajutorul datelor obținute se pot trasa curbele de rigiditate a fiecărui subansamblu, în sistemul de coordonate P_y și y (fig. 7).

Încărcarea se poate efectua atît cu sarcini pozitive, cît și cu sarcini negative, în funcție de sensul forței de încărcare.

Discontinuitatea caracteristicii de rigiditate Δ_y este determinată de jocurile și de deformațiile remanente în cadrul subansamblurilor.

În general, caracteristica de rigiditate nu este rectilinie, totuși se poate calcula cu suficientă aproximație rigiditatea cu raportul dintre $P_{1\,max}$ și $y_{1\,max}$:

$$J = \frac{P_{1\,max}}{y_{1\,max}}. \tag{6}$$

Determinarea rigidității organelor componente care formează lanțul de rigiditate al subansamblului se efectuează prin palparea succesivă (cu comparator) sau concomitentă (comparatoare) a acestora, în scopul obținerii deformațiilor fiecărui organ aparte, rezultate în urma aplicării forței de încărcare pe subansamblul studiat. De exemplu, pentru determinarea rigidității organelor componente ale păpușii fixe, dinamometrul se montează la fel ca în cazul determinării rigidității totale a acestui subansamblu (fig. 8). Suporturile comparatoarelor se fixează pe patul strungului, iar palpatoarele *1*, *2*, și *3* în contact cu vîrful păpușii fixe, cu axul principal și, respectiv, cu carcasa păpușii fixe.

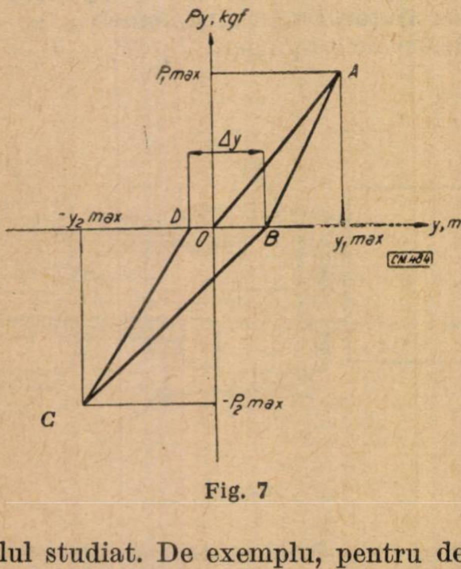


Fig. 7

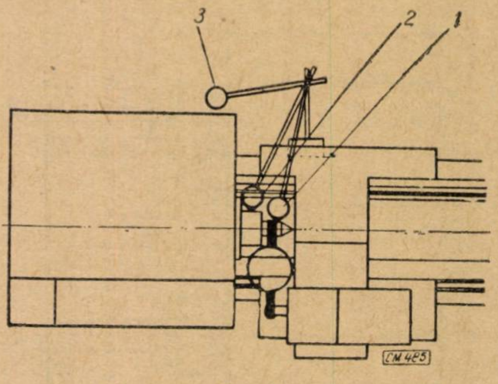


Fig. 8

Notînd :

P_y — forța de încărcare, kgf;

y_1, y_2, y_3 — deformațiile înregistrate cu comparatoarele *1*, *2*, și *3*, mm,

se obține :

deformația vîrfului păpușii fixe $y_v = y_1 - y_2$;

deformația axului principal $y_{ax} = y_2 - y_3$;

deformația carcasei păpușii fixe $y_{carc.} = y_3$.

Deformația totală a subansamblului păpușii fixe va fi:

$$y_{pf} = y_v + y_{ax} + y_{carc.} = y_1 - y_2 + y_2 - y_3 + y_3 = y_1.$$

Cunoscînd deformațiile organelor, pe baza relației (1) se determină rigiditățile pentru :

— vîrful păpușii fixe $y_v = \frac{P_y}{y_v}$

— axul principal $y_{ax} = \frac{P_y}{y_{ax}}$

— carcasa păpușii fixe $y_{carc.} = \frac{P_y}{y_{carc.}}$

Rigiditatea totală a păpușii fixe va fi :

$$Y_{pf} = \frac{P_y}{y_{pf}}.$$

Se trasează curbele de rigiditate pentru fiecare organ aparte și se obține astfel organul cu rigiditate insuficientă.

Metoda încercării statice are avantajele că poate fi aplicată în procesul de montare a strungurilor și că permite detectarea organelor cu rigiditate insuficientă ; ca dezavantaj : rezultatele obținute cu această metodă dau valori aproximative, datorită simplificării fenomenelor de solicitare, care realmente sînt mai complicate (nu se ține seamă de forțele P_x; P_z și de forțele de frecare în procesul de așchiere).

Această metodă statică se folosește la montarea și repararea strungurilor, atît în scopul detectării organelor cu rigiditate insuficientă (sub aspectul constructiv), cît și la stabilirea defecțiunilor în tehnologia montării.

Metodele încercărilor dinamice se bazează pe măsurarea deformațiilor subansamblurilor și a strungului în timpul procesului de așchiere. Variația solicitării strungului în timpul așchierii se realizează prin varierea unuia dintre parametrii procesului — adîncimea de așchiere. În cazul încercărilor dinamice cu prindere între vîrfurile strungului, se neglijează deformația cuțitului și a dornului de încercare, deoarece aceste elemente ale sistemului au rigiditate foarte mare.

Deformația totală a strungului în punctul B (fig. 9) se deduce în funcție de deformațiile subansamblurilor, conform relației (3):

$$y_{st,x} = y_{căr} + y_{pfx} + y_{pmx}$$

sau:

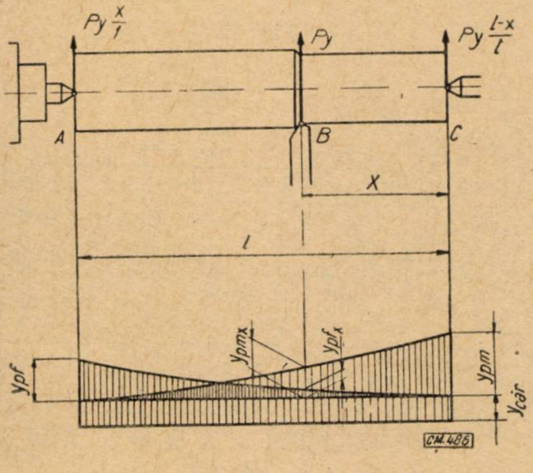
$$y_{stgx} = y_{căr} + y_{pf}\frac{x}{l} + y_{pm}\frac{l-x}{l}.$$

Pe baza relației (1) rezultă formula rigidității strungului în punctul B:

$$\frac{1}{J_{stg\,x}} = \frac{1}{J_{car}} + \frac{1}{J_{pf}}\left(\frac{x}{l}\right)^2 + \frac{1}{J_{pm}}\left(\frac{l-x}{l}\right)^2. \tag{7}$$

Pornind de la formula (7) se poate determina rigiditatea strungului în diferite cazuri particulare. Astfel, în punctul A $(x = l)$:

$$\frac{1}{J_{stg\,A}} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pf}}, \tag{8}$$



$P_y\frac{x}{l}$
P_y
$P_y\frac{l-x}{l}$
A
B
C
x
l
y_{pmx}
y_{pfx}
y_{pm}
$y_{căr}$
y_{pf}
CM.486

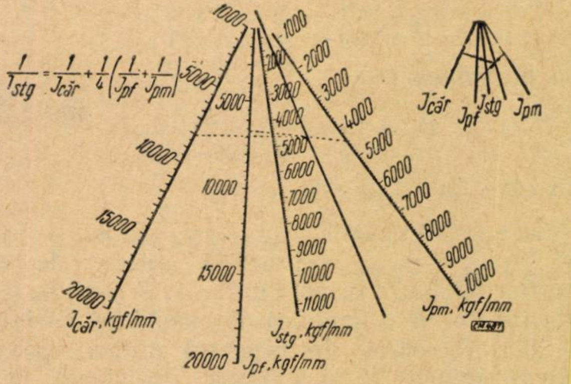
Fig. 9

în punctul C $(x = 0)$

$$\frac{1}{J_{stgC}} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pm}}, \tag{9}$$

iar la mijlocul presei $\left(x = \frac{l}{2}\right)$.

$$\frac{1}{J_{stg}} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{J_{pf}} + \frac{1}{J_{pm}}\right). \tag{10}$$



$\frac{1}{J_{stg}} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{J_{pf}} + \frac{1}{J_{pm}}\right)$
1000
5000
10000
15000
20000
$J_{căr}$, kgf/mm
5000
10000
15000
20000
J_{pf}, kgf/mm
2000
3000
4000
5000
6000
7000
8000
9000
10000
11000
J_{stg}, kgf/mm
1000
2000
3000
4000
5000
6000
7000
8000
9000
10000
J_{pm}, kgf/mm
$J_{căr}$
J_{pf}
J_{stg}
J_{pm}

Fig. 10

În practică, pentru determinarea rigidității maxime a strungului se folosește o nomogramă construită pe baza acestei relații (fig. 10).

Pentru determinarea punctului de rigiditate maximă a strungului se anulează derivata expresiei (7) în raport cu x, de unde rezultă:

$$x = l\frac{J_{pf}}{J_{pf} + J_{pm}}. \tag{11}$$

Din relația (11) se observă că punctul de rigiditate maximă a strungului se găsește la mijlocul piesei de prelucrat $\left(x = \frac{l}{2}\right)$ numai dacă $J_{pf} = J_{pm}$.

Înlocuind valoarea lui x din relația (11), în formula (7) se obține rigiditatea maximă a strungului:

$$\frac{1}{J_{stg\,max}} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pf} + J_{pm}}. \tag{12}$$

Determinarea rigidității maxime a strungului pe baza formulei (10) introduce erori obiecționabile în cazul unor calcule precise: valoarea exactă se obține dacă se aplică formula (12).

Practic, rigiditatea subansamblurilor se determină prin strunjirea a trei proeminențe excentrice prevăzute pe suprafața dornului de încercare, prin care se realizează variația radială a adîncimii de așchiere (fig. 11). Rezultate similare se obțin în cazul utilizării dornului cu proeminențe în trepte (variația axială a adîncimii de așchiere).

Prin strunjirea cu adîncimi de așchiere variabile se obțin în dreptul fiecărei proeminențe abateri variabile. Abaterile la cele trei proeminențe sînt caracteristice rigidității strungului în acele porțiuni.

Astfel rezultă următoarele rapoarte :
în porțiunea A :

$$C_A = \frac{\Delta_0}{\Delta_A} = \frac{\Delta_0}{y_{A\,max} - y_{A\,min}};$$

în porțiunea B :

$$C_B = \frac{\Delta_0}{\Delta_B} = \frac{\Delta_0}{y_{B\,max} - y_{B\,min}};$$

în porțiunea C :

$$C_C = \frac{\Delta_0}{\Delta_C} = \frac{\Delta_0}{y_{C\,max} - y_{C\,min}},$$

în care $\Delta_0 = t_{max} - t_{min}$.

În aceste expresii, $y_{A\,max} - y_{A\,min}$, $y_{B\,max} - y_{B\,min}$ și $y_{C\,max} - y_{C\,min}$ reprezintă diferențele abaterilor obținute în porțiunile A, B și C, în urma strunjirii cu adîncimea de așchiere variabilă.

Ținînd seamă de raportul dintre apăsarea de respingere P_y și apăsarea principală de așchiere P_z:

$$\lambda = \frac{P_y}{P_y} \tag{13}$$

și de expresia lui P_z, cunoscută din teoria așchierii :

$$P_z = C_{P_z} . t . s^{0,75}, \text{ kgf}, \tag{14}$$

în care :

C_{P_z} este coeficientul apăsării principale de așchiere ;

t — adîncimea de așchiere, mm ;

s — avansul, mm/rot,

se obține rigiditatea strungului în punctele A, B, și C.

$$J_{stg\,A} = \lambda \cdot C_{P_z} \cdot s^{0,75} . C_A, \tag{15}$$

$$J_{stg\,B} = \lambda \cdot C_{P_z} \cdot s^{0,75} \cdot C_B, \tag{16}$$

$$J_{stg\,C} = \lambda \cdot C_{P_z} \cdot s^{0,75} \cdot C_C. \tag{17}$$

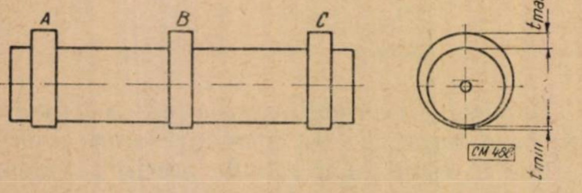


Fig. 11

Înlocuind expresiile (15), (16), (17) în formulele (8), (9) și (10) se ajunge la un sistem de ecuații cu trei necunoscute ($J_{căr}$, J_{pf} și J_{pm}) :

$$\frac{1}{\lambda C_{P_z} \cdot s^{0,75} \cdot C_A} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pf}},$$

$$\frac{1}{\lambda C_{P_z} \cdot s^{0,75} \cdot C_B} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{J_{pf}} + \frac{1}{J_{pm}}\right),$$

$$\frac{1}{\lambda C_{P_z} \cdot s^{0,75} \cdot C_C} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pm}}.$$

Rezolvînd acest sistem se obțin rigiditățile subansamblurilor strungului, după cum urmează :
pentru păpușa fixă :

$$J_{pf} = \frac{2\,\lambda\, C_{P_z} \cdot s^{0,75}}{\frac{3}{C_A} + \frac{1}{C_C} - \frac{4}{C_B}}; \tag{18}$$

pentru cărucior :

$$J_{căr} = \frac{2\lambda C_{P_z} . s^{0,75}}{\frac{4}{C_B} - \frac{1}{C_A} - \frac{1}{C_C}}; \tag{19}$$

pentru păpușa mobilă :

$$J_{pm} = \frac{2\lambda C_{P_z} . s^{0,75}}{\frac{3}{C_C} + \frac{1}{C_A} - \frac{4}{C_B}}. \tag{20}$$

Prin înlocuirea rigidităților subansamblurilor date de formulele (18), (19) și 20 în formula (12) se determină rigiditatea maximă a strungului în cazul prelucrărilor între vîrfuri. În practică, rigiditatea subansamblurilor se determină cu ajutorul nomogramelor din figurile 12, 13, și 14, construite pe baza relațiilor de mai sus.

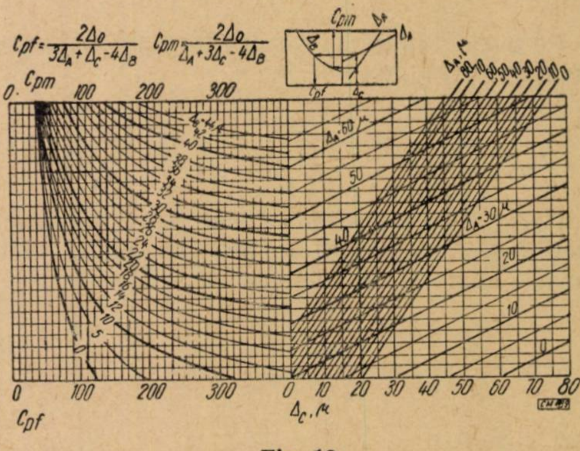


Fig. 12

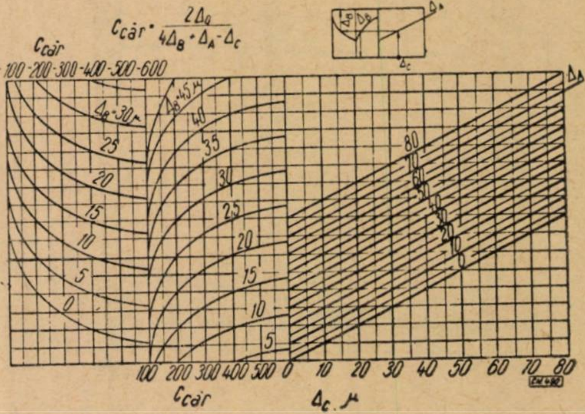
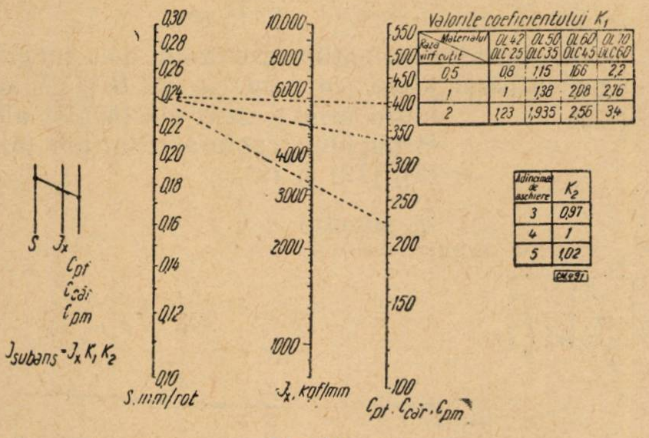


Fig. 13

Metoda încercării dinamice în cazul prinderii în universal este analogă cu cea precedentă, rigiditatea strungului în diverse puncte fiind dată tot de expresiile (15), (16) şi (17).


0,30
0,28
0,26
0,24
0,22
0,20
0,18
0,16
0,14
0,12
0,10
S, mm/rot
10000
8000
6000
4000
3000
2000
1000
J_x, kgf/mm
550
500
450
400
350
300
250
200
150
100
$C_{pf}\cdot C_{căr}\cdot C_{pm}$
S
J_x
C_{pf}
$C_{căr}$
C_{pm}
$J_{subans}\cdot J_x K_1 K_2$
CM491

Valorile coeficientului K_1

Raza vîrf cuţit \ Materialul	OL 42 OLC 25	OL 50 OLC 35	OL 60 OLC 45	OL 70 OLC 60
0,5	0,8	1,15	1,66	2,2
1	1	1,38	2,08	2,76
2	1,23	1,935	2,56	3,4

Adîncimea de aşchiere	K_2
3	0,97
4	1
5	1,02

Fig. 14

Rigiditatea minimă a strungului în acest caz corespunde punctului celui mai îndepărtat de universal (punctul C):

$$J_{stg\,min} = J_{stg\,C}. \tag{21}$$

Metodele încercărilor dinamice au avantajul că duc la obţinerea unor rezultate mai apropiate de realitate, deoarece se bazează pe condiţii efective de aşchiere şi că sînt aplicabile la toate locurile unde este necesară determinarea rigidităţii, deoarece nu pretind aparataj special; ca dezavantaj menţionăm:

— nu permit determinarea rigidităţii organelor componente în cadrul subansamblurilor.

Ca urmare, metodele dinamice sînt utilizate la recepţia finală a strungului şi la aflarea rigidităţii strungului în exploatare, pentru verificarea performanţelor, în scopul menţinerii preciziei iniţiale de prelucrare.

Determinarea rigidităţii sistemului tehnologic elastic

Rigiditatea sistemului tehnologic elastic se deduce cu ajutorul rigidităţilor elementelor componente (strung-piesă-cuţit), pe baza relaţiei (4):

$$\frac{1}{J_{sist}} = \frac{1}{J_{stg}} + \frac{1}{J_p} + \frac{1}{J_c}, \tag{22}$$

în care:

J_p este rigiditatea piesei de prelucrat, kgf/mm;
J_c — rigiditatea cuţitului de strung, kgf/mm.

Micşorarea rigidităţii sistemului tehnologic elastic faţă de rigiditatea strungului este în funcţie de rigiditatea piesei şi a cuţitului. Rigiditatea strungului este studiată în capitolul precedent. Rigiditatea piesei de prelucrat depinde de dimensiunile caracteristice ale piesei de felul prinderii şi de materialul din care este confecţionată.

Înlocuind valoarea săgeţii piesei în relaţia (1) se obţin pentru cele trei feluri de prindere valorile rigidităţii piesei.

În cazul prinderii piesei între vîrfuri:

$$J_p = \frac{48\,EI}{l^3}, \text{ kgf/mm}, \tag{23}$$

în care:

E este modulul de elasticitate, kgf/mm²;
I — momentul de inerţie, mm⁴;
l — lungimea piesei, mm.

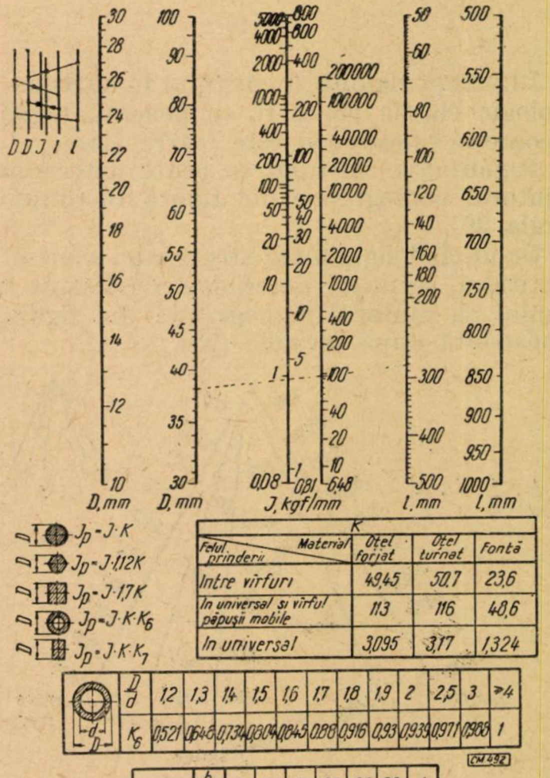
În cazul prinderii piesei în universal şi vîrful păpuşii mobile:

$$J_p = \frac{768.EI}{7.l^3}, \text{ kgf/mm}. \tag{24}$$

În cazul prinderii piesei în universal:

$$J_p = \frac{3.EI}{l^3}, \text{ kgf/mm}. \tag{25}$$

În toate cazurile de prelucrare, rigiditatea piesei se poate determina cu ajutorul nomogramei din figura 15.


D D J l l
30
28
26
24
22
20
18
16
14
12
10
D, mm
100
90
80
70
60
55
50
45
40
35
30
D, mm
5000
4000
2000
1000
400
200
100
50
20
10
1
0,08
800
600
400
200
100
50
40
30
20
10
5
1
0,81
J, kgf/mm
200000
100000
40000
20000
10000
4000
2000
1000
400
200
100
40
20
10
6,48
50
60
80
100
120
140
160
180
200
300
400
500
l, mm
500
550
600
650
700
750
800
850
900
950
1000
l, mm
$J_p = J\cdot K$
$J_p = J\cdot 1{,}12K$
$J_p = J\cdot 1{,}7K$
$J_p = J\cdot K\cdot K_6$
$J_p = J\cdot K\cdot K_7$
D
d
b
CM492

Felul prinderii \ Material	K Oţel forjat	 Oţel turnat	 Fontă
Intre vîrfuri	49,45	50,7	23,6
In universal şi vîrful păpuşii mobile	113	116	48,6
In universal	3,095	3,17	1,324

$\frac{D}{d}$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,5	3	≥4
K_6	0,521	0,648	0,734	0,804	0,845	0,88	0,916	0,93	0,939	0,971	0,988	1

$\frac{b}{D}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
K_7	0,11	0,21	0,37	0,58	0,87	1,25	1,7

Fig. 15

Rigiditatea cuţitului depinde de secţiunea, lungimea liberă (neîncastrată) şi materialul din care este confecţionat.

Înlocuind valoarea deformaţiei provocată de compresiune în relaţia (1) se obţine rigiditatea cuţitului:

$$J_c = \frac{EBH}{l}, \text{ kgf/mm}, \qquad (26)$$

în care:

B, H este secţiunea cuţitului, mm².

l — lungimea liberă a cuţitului, mm.

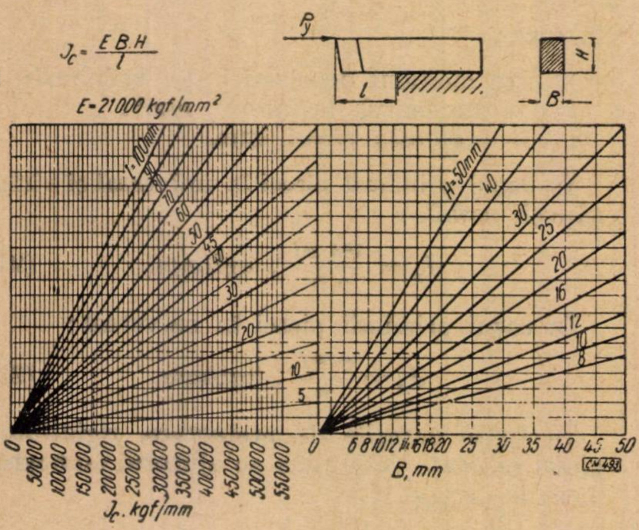


Fig. 16

Influenţa rigidităţii cuţitului în sistemul tehnologic elastic poate fi, în general, neglijată, deoarece valoarea ei este foarte mare.

Rigiditatea cuţitului se poate determina cu ajutorul nomogramei din figura 16 (după formula 26).

Cunoscînd rigiditatea strungului, a piesei şi a cuţitului, se poate determina rigiditatea sistemului cu ajutorul nomogramei din figura 17, construită după formula (22).

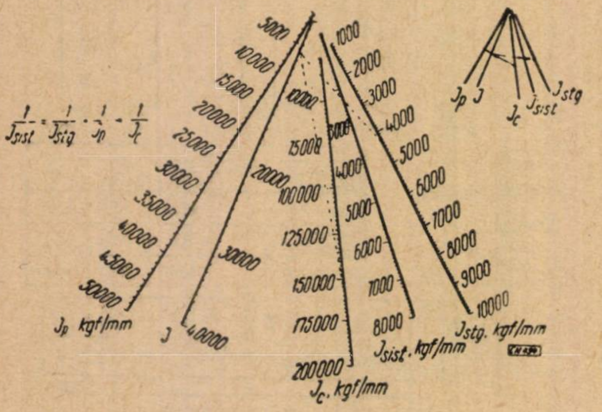


Fig. 17

Influenţa rigidităţii strungului şi a regimului de aşchiere asupra preciziei de prelucrare

Dacă în sistemul tehnologic elastic rigiditatea piesei şi a cuţitului sînt foarte mari, deformaţiile elastice ale strungului duc la erori de formă şi dimensiune ale piesei, care se pot observa în figura 18 (în cazul prelucrării piesei între vîrfuri).

Eroarea piesei de prelucrat, provocată de deformaţiile strungului, este:

$$\Delta = D_{max} - D_{min}.$$

Analizînd deformaţiile sistemului de-a lungul generatoarei piesei (în punctele A, B şi C) se obţin următoarele elasticităţi ale strungului (conform relaţiilor (5), (8), (12) şi (9):

în punctul A

$$e_{stg\,A} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pf}};$$

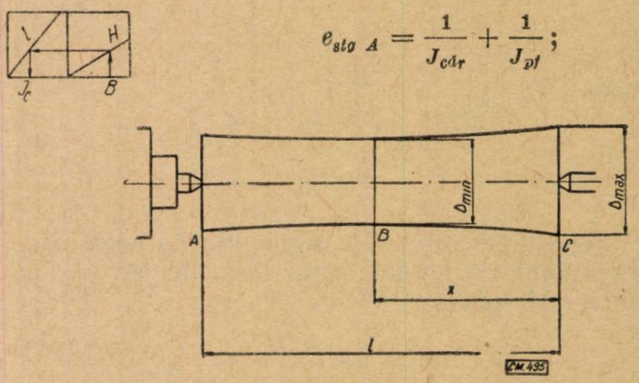


Fig. 18

în punctul B

$$e_{stg\,min} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pf} + J_{pm}};$$

în punctul C

$$e_{stg\,C} = \frac{1}{J_{căr}} + \frac{1}{J_{pm}}.$$

Dacă se consideră $J_{pf} > J_{pm}$, elasticitatea maximă se găseşte în punctul C, iar diferenţa dintre elasticitatea maximă şi minimă a strungului este:

$$e_{stg\,C} - e_{stg\,min} = \frac{J_{pf}}{J_{pm}(J_{pf} + J_{pm})}. \qquad (27)$$

Datorită elasticităţii strungului, rezultă următoarele deformaţii elastice (conform relaţiilor 1 şi 5):

în punctul A

$$y_{stg\,A} = P_y\, e_{stg\,A};$$

în punctul B

$$y_{stg\,min} = P_y\, e_{stg\,min};$$

în punctul C

$$y_{stg\,C} = P_y e_{stg\,C}.$$

Diferenţa dintre deformaţia maximă $y_{st,\,C}$ şi deformaţia minimă a strungului $y_{stg\,min}$ este eroarea pe generatoarea piesei de prelucrat:

$$\frac{\Delta}{2} = P_y (e_{stg\,C} - e_{stg\,min}).$$

Înlocuind în relația de mai sus diferența elasticităților din expresia (27) se obține eroarea piesei :

$$\Delta = 2P_y \frac{J_{pf}}{J_{pm}\,(J_{pf} + J_{pm})}. \qquad (28)$$

Dacă se înlocuiește în formula (28) valoarea apăsării de respingere *Py*, se obține relația care exprimă influența rigidității strungului și a regimului de așchiere asupra erorii de prelucrare :

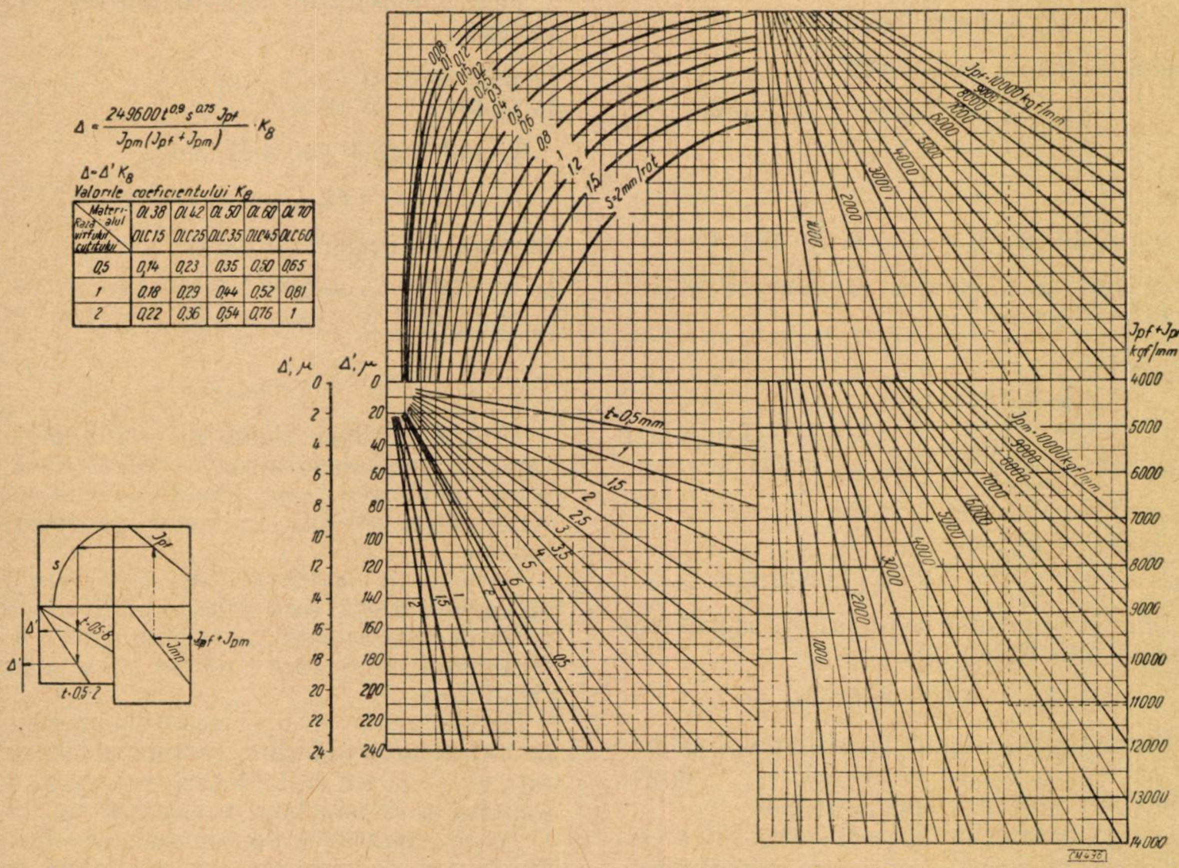
$$\Delta = \frac{2C_{P_y}\cdot t^{0,9}\cdot s^{0,75}\, J_{pf}}{J_{pm}\,(J_{pf} + J_{pm})},\ \text{mm}$$

sau

$$\Delta = \frac{2\,000\; C_{P_y}.\,t^{0,9}.\,s^{0,75}.\,J_{pf}}{J_{pm}\,(J_{pf} + J_{pm})}\ \mu, \qquad (29)$$

în care :

C_{P_y} este coeficientul apăsării de respingere.



$$\Delta = \frac{249600\,t^{0,9}\,s^{0,75}\,J_{pf}}{J_{pm}(J_{pf}+J_{pm})}\cdot K_B$$

$\Delta = \Delta' K_B$

Valorile coeficientului K_B

Raza vîrfului cuțitului \ Materialul	OL 38 OLC 15	OL 42 OLC 25	OL 50 OLC 35	OL 60 OLC 45	OL 70 OLC 60
0,5	0,14	0,23	0,35	0,50	0,65
1	0,18	0,29	0,44	0,52	0,81
2	0,22	0,36	0,54	0,76	1

Fig. 19

Această formulă reprezintă eroarea prelucrării provenită din cauza rigidității strungului și a regimului de așchiere (se exclude eroarea piesei provenită din deformația în urma solicitărilor în timpul așchierii).

În cazul cînd $J_{pf} < J_{pm}$, formula devine :

$$\Delta = \frac{2\,000.\,C_{P_y}t.^{0,9}\,s^{0,75}.\,J_{pm}}{J_{pf}(J_{pf} + J_{pm})}. \qquad (30)$$

În practică, acest caz nu este frecvent din cauze constructive.

În figura 19 este prezentată nomograma pentru determinarea preciziei de prelucrare.

Exemple de calcul

1. Determinarea rigidității subansamblurilor și a strungului SN 400 cu ajutorul nomogramelor

Făcînd experimentări la cinci strunguri SN 400 aflate în fază de recepție finală, cu ajutorul unui dorn de încercare cu trei proeminențe excentrice, s-au obținut următoarele abateri medii în dreptul proeminențelor :

$\Delta_A = 22\ \mu$;
$\Delta_B = 17{,}5\ \mu$;
$\Delta_C = 28\ \mu$.

Caracteristicile și geometria cuțitului special cu care s-au executat experimentările sînt următoarele :

— materialul plăcuței din carburi metalice T15 K6 ;

— unghiul de atac principal $\varkappa = 45°$;
— unghiul de atac secundar $\varkappa_1 = 10°$;
— unghiul de așezare $\alpha = 10°$;
— unghiul de degajare $\gamma = 0°$;
— unghiul de înclinare a tăișului principal $\lambda = 0°$.

Aceste caracteristici și geometria cuțitului trebuie respectate, pentru că nomograma din figura 14 este construită pe baza lor.

În timpul experimentării s-a folosit următorul regim de așchiere:

$s = 0{,}24$ mm/rot;
$t = \Delta_0 = 4$ mm (adîncimea de așchiere maximă), iar cea minimă este zero;
$v = 34$ m/min.

Dornul de încercare a fost confecționat din OL50.

Pentru determinarea rigidității păpușii fixe, în funcție de abaterile medii Δ_A, Δ_B și Δ_C se citește din figura 12:

$$C_{pf} = 335.$$

Corespunzător acestei valori, din figura 14 rezultă:

$$J_x = 4\,820 \text{ kgf/mm}.$$

Ținînd seamă de coeficienții:

$$K_1 = 1{,}38 \text{ (pentru } r = 1 \text{ mm)},$$
$$K_2 = 1,$$

rezultă:

$$J_{pf} = 4\,820 \cdot 1{,}38 \cdot 1 \approx 6\,650 \text{ kgf/mm}.$$

În același mod, pentru cărucior se obține (fig. 13 și 14):

$C_{c\breve{a}r} = 400$;
$J_x \;= 5\,850$ kgf/mm;
$J_{c\breve{a}r} = 5\,850 \cdot 1{,}38 \cdot 1 \approx 8\,070$ kgf/mm, iar pentru păpușa mobilă (fig. 12 și 14):

$C_{pm} = 222$;
$J_x \;= 3\,240$ kgf/mm;
$J_{pm} = 3\,240 \,.\, 1{,}8 \,.\, 1 \approx 4\,470$ kgf/mm.

În funcție de acestea se determină rigiditatea strungului din figura 10:

$$J_{stg} = 4\,600 \text{ kgf/mm}.$$

2. Determinarea rigidității sistemului tehnologic elastic în cazul prelucrării pe strungul SN 400, cu ajutorul nomogramelor

Pe strungul SN 400 se prelucrează între vîrfuri o piesă cu următoarele date tehnologice:

- material OLC 45;
- diametru $D = 38$ mm;
- lungime $l = 280$ mm.

În funcție de acestea, (fig. 15) se obține:

$$J = 98 \text{ kgf/mm}.$$

Ținînd seamă de coeficientul K pentru secțiuni circulare, rigiditatea piesei este:

$$J_p = 98 \,.\, 49{,}45 \approx 4\,840 \text{ kgf/mm}.$$

Pentru un cuțit cu secțiunea 25 × 16 și lungimea liberă $l = 50$ mm (fig. 16) rezultă rigiditatea cuțitului:

$$J_c = 168\,000 \text{ kgf/mm}.$$

Știind că rigiditatea strungului SN 400 este 4 600 kgf/mm (fig. 17) rezultă rigiditatea sistemului tehnologic elastic:

$$J_{sist} = 2\,340 \text{ kgf/mm}.$$

3. *Determinarea preciziei de prelucrare pe strungul SN 400*

Se prelucrează între vîrfuri o piesă de OLC 45 cu următoarele regimuri de așchiere:

degroșare $s = 0{,}6$ mm/rot;
$t = 4$ mm;
finisare $s = 0{,}12$ mm/rot;
$t = 0{,}5$ mm.

Pentru rigiditățile stabilite anterior, (fig. 19) rezultă:

la degroșare $\Delta' = 79{,}5\ \mu$,
la finisare $\Delta' = 3{,}7\ \mu$.

Ținînd seamă de coeficientul

$$K_8 = 0{,}52 \text{ (pentru } r = 1 \text{ mm)},$$

precizia de prelucrare va fi:

la degroșare $\Delta = 79{,}5 \,.\, 0{,}52 \approx 42\ \mu$,
la finisare $\Delta = 3{,}7 \,.\, 0{,}52 \approx 2\ \mu$.

Concluzii

Pentru mărirea rigidității strungului, proiectanții trebuie să aibă în vedere dacă reducerea numărului suprafețelor de contact este rentabilă și posibilă din punct de vedere tehnologic.

Curbele de rigiditate ale subansamblurilor strungului arată care subansamblu are o contribuție insuficientă la rigiditatea totală a strungului și la care trebuie să se mărească rigiditatea.

Organele componente ale lanțului de rigiditate, în cadrul ansamblurilor, trebuie să aibă rigiditate cît se poate de uniformă, pentru ca subansamblul să se comporte corespunzător.

Toate suprafețele de contact care fac parte din lanțul de rigiditate al strungului trebuie să aibă caracteristici macro-(abateri de formă) și microgeometrice (rugozitate) cît mai bune.

Organele cu posibilități de reglaj (rulmenții axului principal, penele prismatice în cărucior etc.) care fac parte din lanțul de rigiditate al strungului trebuie să fie corespunzător reglate, asigurînd un joc minim.

Ungerea necorespunzătoare (abundentă) a suprafețelor organelor glisante (săniile, pinola păpușii mobile, păpușa mobilă etc.) duce la micșorarea rigidității strungului.

Prin ridicarea temperaturii de funcţionare a organelor mobile (ax principal, sanie portcuţit etc.) se măresc rigidităţile organelor respective.

Dacă este posibil, în timpul prelucrării, partea liberă a pinolei trebuie să fie mai mică, pentru mărirea rigidităţii păpuşii mobile.

La turaţii mici este indicat să se folosească vîrfuri fixe în locul celor rotative, pentru mărirea rigidităţii strungului.

În cazul rigidităţii insuficiente a piesei de prelucrat se impune în mod obligatoriu folosirea lunetelor.

Cifrele de rigiditate ale ansamblurilor strungului arată cu cît se poate ridica regimul de aşchiere, fără a influenţa negativ precizia de prelucrare.

Prin obţinerea cifrelor de rigiditate periodice ale strungurilor există posibilitatea determinării preciziei de prelucrare, care este necesară la repartizarea corespunzătoare a strungurilor în flux tehnologic.

Cifrele de rigiditate obţinute periodic indică starea de uzură a strungurilor (precizia de prelucrare scăzută), după care este necesară reparaţia; în caz contrar se ajunge la distrugeri premature.

---

[1] *Socolovschi, A. P.* Precizia prelucrării mecanice şi metodele pentru mărirea ei. Bucureşti, Editura tehnică, 1954 (traducere din limba rusă). [2] *Diaconescu, I.*, *Sîrbu, G.* şi *Voicu, O.* Maşini-unelte. Vol. II. Bucureşti, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1959. [3] *Cucer, I. M.* şi *Cucer, A. M.* Modernizarea strungurilor şi a maşinilor de frezat pentru tăierea rapidă a metalelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1951 (traducere din limba rusă). [4] *Dodon, E.* Încercări ale maşinilor-unelte. Institutul politehnic Timişoara (litografiat). [5] *Poltoraţchi, N. G.* şi *Golovanov, A. D.* Recepţia maşinilor-unelte pentru aşchierea metalelor. Vol. I. Bucureşti, I.D.T., 1952 (traducere din limba rusă).

Documentare

Frîne cu disc—problemele comenzii lor. M. Ghobert. In: Ingénieurs de l'automobile, — Journal de la S.I.A. nr. 3, 1964,

Adoptarea din ce în ce mai largă a frînelor cu disc necesită extinderea comenzii hidraulice, deoarece numai în acest caz se pot obţine presiunile necesare pentru momentele de frînare ale automobilelor moderne, cu toată siguranţa impusă.

Unul din principalele tipuri de comandă hidraulică este comanda directă, care echipează, în general, autoturismele actuale. Ea cuprinde o pompă centrală, alimentată de la un rezervor de capacitate mică, ce acţionează cilindrii receptori ce provoacă strîngerea pieselor mecanice active ale frînelor. La frînele cu discuri, care nu prezintă în forma lor generală şi dorită caracteristici de autostrîngere, diametrul genţilor avînd tendinţa de reducere, comanda directă este repede limitată, imediat ce greutatea automobilului este mărită. Experienţa arată că peste greutatea totală de 1 200 — 1 300 kg eforturile la picior, necesare pentru obţinerea noii frînări, eficiente, devin prea ridicate.

Alt tip principal de comandă este comanda directă, cu amplificare. Mecanismul pentru comanda directă, avînd un preţ de cost scăzut, s-a căutat să se păstreze principiul său şi, prin unele artificii, să i se extindă domeniul de aplicaţie. Strîngerea elemenţilor activi ai unei frîne se face schematic în doi timpi : 1) apropierea garniturilor discului, necesitînd livrarea unei anumite cantităţi de lichid sub presiune joasă în cilindrii frînei, eforturile de învins fiind aproape complet datorite arcurilor de rapel şi frecărilor ; 2) strîngerea efectivă a discului cu o presiune cu atît mai mare cu cît frînarea dorită trebuie să fie mai eficientă ; cilindreea necesară este în general mai mică decît prima, ca urmare a marii rigidităţi a elemenţilor care constituie circuitul. Se foloseşte această descompunere a funcţionării prin alimentarea cu o pompă centrală cu un alezaj mare, pentru primul timp, şi cu un alezaj mai mic, pentru al doilea timp, trecerea de la primul la al doilea alezaj făcîndu-se cu ajutorul unei clapete sensibile la presiunea circuitului. Această soluţie este limitată, deoarece nu se poate mări oricît alezajul mare, faţă de cel mic, fără a introduce în senzaţia la picior o lege de efort în funcţie de cursa pedalei, care devine foarte repede inversă senzaţiei obişnuite de frînare, panta primei părţi a cursei fiind mai rapidă decît a celei de-a doua.

Ca urmare, se face apel la alte dispozitive în care se utilizează o energie auxiliară, pentru a ajuta pe conducător în efortul său, ca de exemplu depresiunea motorului, aerul comprimat sau energia hidraulică.

Toate sistemele descrise au în comun o pompă centrală, care debitează lichidul necesar pentru comanda frînelor, constituind prin aceasta dispozitive cu transfer de volum. Dezavantajul principal al sistemului este sensibilitatea sa la blocarea prin vapori, care duce la absenţa totală a frînării. Pentru evitarea acestui grav inconvenient se foloseşte lichidul sub presiune, furnizat de o centrală hidraulică ce cuprinde o pompă care alimentează permanent nişte acumulatoare de energie hidraulică, în care presiunea este reglată de dispozitive de control. Organele de comandă efectivă a frînelor sînt detentori de presiune, care, luînd lichidul de comandă din acumulatoare, îl distribuie frînelor, fără limitarea cilindreei furnizate, şi ajustează presiunea în funcţie de eficienţa frînării dorite de către conducător. Acest sistem este singurul care posedă o comandă cu caracteristici de siguranţă suficientă.

Sisteme de control al frînării. J. Masclet. In: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A, nr. 3, 1964.

Momentul de frînare trebuie adaptat vitezei autovehiculului, unui anumit raport de alunecare a anvelopei pentru a profita de elasticitatea longitudinală a acesteia, cum şi stării solului (asfalt, ciment, pămînt ud etc.). Din figura 1 se observă că, atunci cînd momentul de frînare este aplicat, coeficientul de frecare creşte pînă la o frecare maximă corespunzătoare unei alunecări optime de aproximativ 0,125 (alunecarea este definită ca rezultatul împărţirii cu viteza unghiulară a unei roţi libere, avînd aceeaşi viteză de translaţie ca şi roata frînată, a diferenţei dintre această viteză unghiulară şi viteza unghiulară a roţii frînate). Peste această valoare a alunecării aderenţa dispare repede şi, pentru alunecare egală cu 1, roata este blocată. Prima parte a curbei corespunde probabil alungirii elastice a anvelopei în partea corespunzătoare amprentei sale pe sol. Peste 0,125 există alunecare în sensul propriu al cuvîntului. Distanţa minimă de oprire va fi obţinută prin aplicarea momentului de frînare care permite obţinerea aderenţei maxime. Acest punct maxim al coeficientului de aderenţă este, de asemenea, punctul de la care începe deraparea, toate punctele curbei în zona II fiind puncte de funcţionare instabilă deplasîndu-se spre valori superioare ale alunecării şi deci conducînd la derapare şi la o uzură exagerată a anvelopelor şi chiar la explozia lor. Trebuie deci să se evite zona II sau cel puţin să existe posibilitatea de a ieşi rapid din aceasta. Rezultă deci două tipuri de controlori ai frînării : *1* — sisteme prin tot sau nimic, care permit revenirea în zona I chiar de la intrarea în zona II, şi *2* — sisteme zise adaptive, care păstrează punctul de funcţionare în zona I şi în cazul trecerii în zona II (de exemplu la schimbarea bruscă a naturii solului) permit revenirea foarte rapidă în zona I.

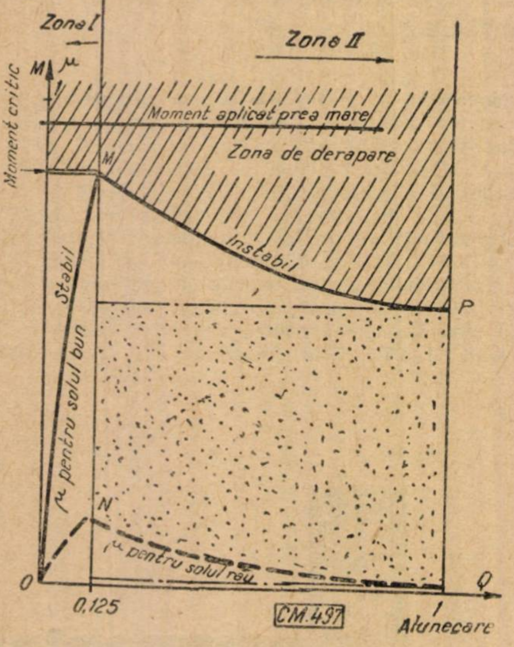


Fig. 1

Primele sisteme funcţionează ca întreruptori de frînare pentru a permite roţii cu tendinţă de blocare să se relanseze pînă la o valoare a vitezei unghiulare destul de ridicată, pentru a obţine o alunecare inferioară lui 0,12. S-au folosit soluţii mecanohidraulice, pneumatice şi electrohidraulice pentru defrînarea roţii.

Dintre sistemele adaptive se remarcă aparatele cu roată liberă (roata a 5-a) cu ajutorul căreia se măsoară viteza unghiulară a acesteia, viteza unghiulară a roţii frînate, efortul tangenţial printr-o bară de reacţie de frînare. Calculatoare electronice permit stabilirea coeficientului de alunecare, a coeficientului de frecare şi a derivatelor lor în raport cu timpul. Prin compararea derivatelor uccesive se detectează punctul unde se produce o modificare brutală a pantei tangentei, adică punctul de începere a derapajului. Complexitatea, volumul şi costul acestor aparate fac imposibile, deocamdată, utilizarea lor la automobile.

Un alt sistem adaptiv de control al frînării este acela care prelevează „eşantioane" ale coeficientului de aderenţă şi asigură o frînare în funcţie de acestea.

Încercarea motoarelor turbosupraalimentate de tractor la altitudini ridicate. I. Ia. Djebaşvili. In : Traktorî i selhozmaşinî, nr. 2, 1964.

Institutul de maşini SNH din R S.S. Gruzină, în colaborare cu Institutul de cercetări ştiinţifice pentru automobile din Tbilisi (NATI), a organizat în anul 1962 încercarea motoarelor Diesel turbosupraalimentate de tractor la altitudini ridicate Încercările au avut obiectivul de a determina posibilităţile de compensare a pierderilor de putere cu ajutorul turbosupraalimentării şi au fost întreprinse pe motorul SMD-7, echipat cu turbocompresor TKR-8,5.

În vederea experimentărilor s-au proiectat şi construit colectoare speciale de admisiune şi de evacuare. Dimensiunile colectorului de admisiune au fost majorate faţă de dimensiunile colectoarelor de serie, pentru a se micşora amplitudinile vibraţiilor aerului, obţinîndu-se astfel creşterea randamentului compresorului. Colectorul de evacuare a fost executat în aşa fel încît să se realizeze creşterea treptată a vitezei gazelor între flanşa chiulasei şi intrarea în turbină.

Experimentările s-au desfăşurat conform prescripţiilor GOST, pe bancul mobil al Institutului de maşini SNH, prevăzut cu frînă hidraulică T-4. Motorul a fost alimentat cu combustibil Diesel de vară, ungerea motorului şi turbocompresorului fiind asigurată cu ulei Dp-11, cu aditiv ŢIATIM-331. Dintre instalaţiile suplimentare s-a suprimat numai filtrul de aer ; temperatura uleiului şi a apei de răcire a fost menţinută între 70 şi 80°C. Parametrii turbocompresorului s-au stabilit în conformitate cu calculul de compensare a pierderilor de putere la altitudini de 2500 m (presiune de supraalimentare 0,3 — 0,35 kgf/cm^2, corespunzătoare puterii de 70 — 75 CP).

Încercările au confirmat eficacitatea turbosupraalimentării, prin introducerea căreia s-a putut obţine puterea nominală de 65 CP chiar la altitudinea de 2300 m ; în comparaţie cu această situaţie, puterea motorului nesupraalimentat a scăzut la 2300 m cu 20 %, faţă de puterea dezvoltată la 400 m.

Din analiza caracteristicilor de sarcină care au fost ridicate la diferite altitudini (fig. 1 — altitudine 400 m, fig. 2 — altitudine 2300 m se desprind constatări interesante. Se observă că, în cazul motorului nesupraalimentat, coeficientul de umplere scade la creşterea sarcinii, în timp ce la motorul supraalimentat acest parametru creşte sensibil cu sarcina. Variaţia coeficientului de exces de aer λ este asemănătoare la ambele tipuri de admisiune ; totuşi, în cazul admisiunii forţate, valorile lui au fost mai mari, ceea ce a determinat îmbunătăţirea procesului de ardere şi limitarea temperaturii gazelor de evacuare *tg* sub 550°C.

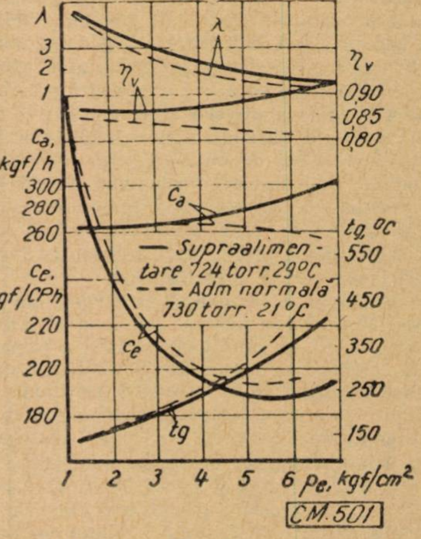


Fig. 1

Compararea curbelor de consum specific efectiv de combustibil duce la concluzia că, la orice altitudine, funcţionarea motorului turbosupraalimentat este mai economică.

De asemenea, s-a constatat că prin ridicarea de la 400 la 2300 m valoarea minimă a consumului specific efectiv de combustibil (la $n_e = 1700$ rot/min) a crescut cu 8% la motorul cu admisiune normală şi cu numai 3,5% la motorul turbosupraalimentat.

Creşterea economicităţii prin supraalimentare reiese şi din examinarea caracteristicilor complexe, întocmite pentru diferite altitudini. Astfel, consumul specific efectiv de combustibil al motorului nesupraalimentat nu a depăşit la 400 m, valoarea de 200 gf/CPh la o putere de 60 — 65 CP (apropiată de cea nominală) în limitele de turaţie 1500 — 1780 rot/min, valoare realizabilă la 2300 m numai la turaţii sub 1360 rot/min şi putere maximă de 42 CP ; prin introducerea turbosupraalimentării zona consumurilor mai mici de 200 gf/CPh s-a lărgit, cuprinzînd întregul domeniu de turaţii şi puteri, ca urmare a îmbunătăţirii umplerii şi a randamentului mecanic.

Studiul dependenţei parametrilor fundamentali ai motorului faţă de altitudine, la regimul continuu caracterizat prin turaţia de 1700 rot/min şi consumul orar de combustibil de 12 kgf/h, a arătat că scăderea presiunii medii efective şi mărirea consumului specific efectiv de combustibil o dată cu creşterea altitudinii sînt mai puţin pronunţate la motorul supraalimentat. Aceasta se explică prin faptul că micşorarea consumului de aer, provocată de reducerea greutăţii specifice a aerului la altitudini ridicate, este compensată în parte prin supraalimentare.

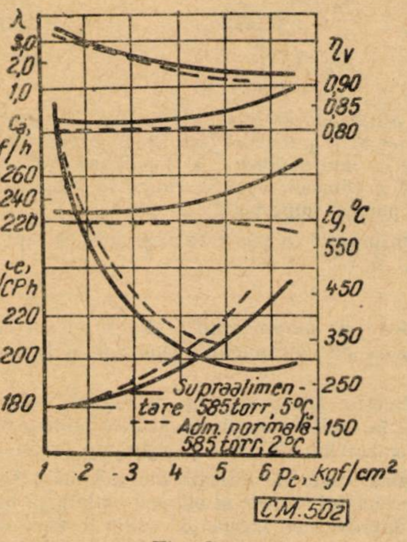


Fig. 2

Pe lîngă cele menţionate, s-a urmărit şi dependenţa parametrilor turbocompresorului faţă de altitudine. De exemplu, s-a constatat că gradul de destindere în turbină creşte mai repede cu sarcina la altitudini mari, conducînd la majorarea corespunzătoare a turaţiei turbocompresorului ; totuşi, chiar la 2300 m, acest parametru nu devine limitativ, nedepăşind valoarea admisibilă de 50000 rot/min.

Se consideră că, prin alegerea minuţioasă a parametrilor motorului şi turbocompresorului şi prin îmbunătăţirea reglajelor, se vor obţine în continuare rezultate şi mai bune.

G.Z.

Transmisii hidrostatice. J. Masclet. In : Ingénieurs de l'automobile, Journal de la S.I.A., nr. 3, 1964.

Transmisiile hidrostatice sînt folosite cînd se urmăreşte obţinerea variaţiei continue a turaţiei *n*, momentului motor *M* sau puterii *P*. Ele sînt convenabile în cazul suprasarcinilor, şocurilor, variaţiei rapide a turaţiei şi chiar inversării sensului de mers, ca urmare a inerţiei reduse a elementelor în mişcare. Randamentul cel mai bun al sistemului este de 0,85, neconstituind o deficienţă în raport cu sistemele clasice dacă se ţine seamă de marea supleţă de adaptare, de greutatea şi ancombramentul reduse faţă de puterea transmisă. Se poate folosi o transmisie în care sursa de energie este departe de motorul de acţionare. În plus, se pot comanda cu aceeaşi sursă (pompa) mai multe motoare de acţionare. Acest mod de lucru a fost adaptat pe vehicule agricole şi industriale pentru antrenarea roţilor şi a dus la suprimarea diferenţialului. Transmisiile hidrostatice cuprind în principal o pompă cu debit constant sau variabil, conectată hidraulic cu un motor cu debit constant sau variabil.

Combinaţiile principale sînt schematizate după cum urmează : figura 1 arată o pompă cu debit variabil care alimentează un motor cu debit pe rotaţie constant ; dacă momentul căruia este supus motorul este constant presiunea motoare este constantă, turaţia motorului este funcţie de debitul pompei, puterea variind liniar cu turaţia. În figura 2 se prezintă o pompă cu debit constant care alimentează un motor cu cilindree variabilă ; momentul şi turaţia motorului sînt variabile ; puterea este constantă (produsul : debit constant × presiune constantă).

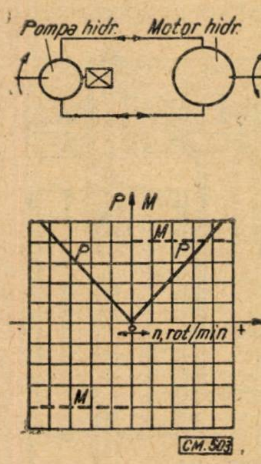


Fig. 1

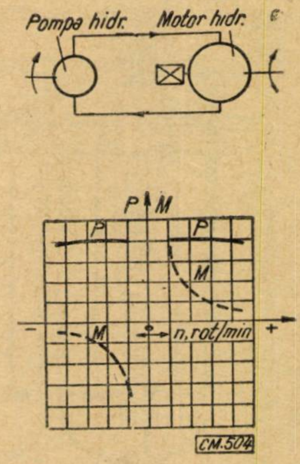


Fig. 2

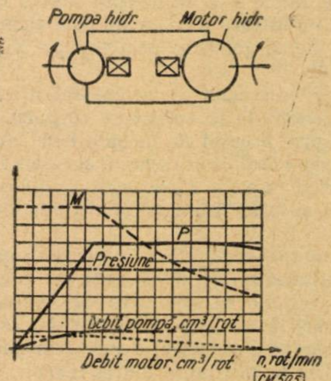


Fig. 3

Figura 3 reprezintă o pompă cu debit variabil care alimentează un motor cu debit variabil ; aceasta permite diferite combinaţii : moment constant — putere variabilă (partea din stînga a diagramei), moment variabil — putere constantă (partea din dreapta a diagramei).

Este posibilă realizarea unui sistem de transmisie hidrostatică cu lege dată a variaţiei de putere, dar în care se poate modifica o stare de referinţă prin modificarea debitului pe rotaţie fie a pompei, fie a motorului.

Filtru cu întreținere în timpul funcționării. In : Oil engine and gaz turbine, august 1963.

În unele condiții de exploatare se impune schimbarea elementului filtrant în timpul funcționării. Pentru aceste cazuri s-a realizat un filtru care izolează automat elementul care urmează să fie schimbat, imediat ce corpul filtrului este slăbit și restabilește curgerea înspre și dinspre element în momentul cînd corpul filtrului este pus din nou la locul său.

În figura 1 se arată în stînga elementul și corpul filtrului în poziție normală, la mijloc, în poziția în care corpul filtrului este slăbit din strîngerea șurubului inferior și în dreapta, cu corpul scos.

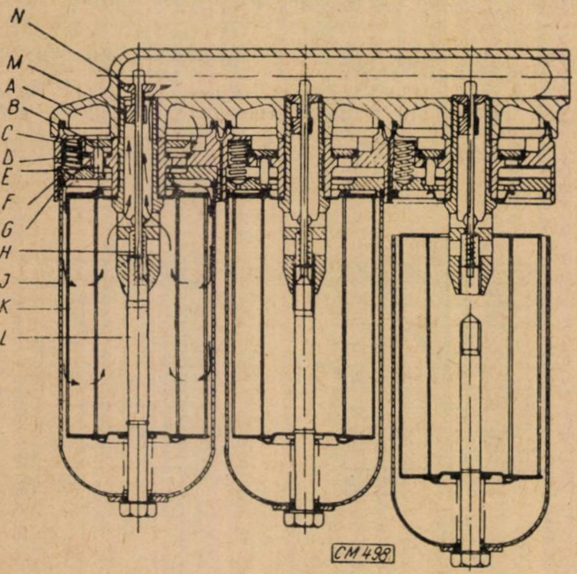


Fig. 1

În condițiile normale de funcționare, uleiul trece din camera *A* prin supapa *B* în spațiul dintre corpul filtrului *J* și elementul de filtrare *K*. Trecînd prin elementul *K*, uleiul se ridică prin corpul gol *M* și prin supapa *N* pentru a se întoarce în circuit.

Cînd se dorește schimbarea elementului filtrant, se slăbește șurubul *L*, permițîndu-se coborîrea corpului *J*. Arcurile *C* acționează asupra discului *F*, făcîndu-l să coboare și să antreneze cu el segmentul de etanșare *G* și cuiele *E*. Cum acestea din urmă suportă supapa *B*, aceasta va coborî și ea așezîndu-se inelele *D*, și astfel întrerupînd intrarea uleiului în corpul filtrului.

Simultan, deșurubarea lui *L* permite supapei *N* să se închidă sub acțiunea resortului *H*, ceea ce duce la etanșarea uleiului sub presiune în conducta de refulare a acestuia.

Efectul arcurilor *C* este menținerea etanșeității între discul *F*, segmentul *G* și corpul *J* prin transmiterea presiunii de la *F* la *J* prin *G*, în timpul dintre începutul slăbirii strîngerii și închiderea supapelor.

După așezarea supapelor *B* și *N*, acțiunea de deșurubare a lui *L* este continuată pînă ce acesta se eliberează, permițînd degajarea corpului *J* și a elementului *K*. După schimbarea elementului filtrant, operațiile se efectuează în sens invers, restabilindu-se circuitul uleiului prin filtrul respectiv.

Procedeul se folosește la filtrele cu mai multe elemente de filtrare ale motoarelor Diesel, schimbarea efectuîndu-se pe rînd la fiecare element.

Filtre magnetice. In : Automobile engineer, martie 1964.

Avantajele principale ale filtrelor magnetice sînt separarea particulelor extrem de fine, rezistența redusă la trecere și întreținerea ușoară a elementelor filtrante. Filtrele se montează simplu, fiind compacte ; durata de funcționare a magneților este, practic, nelimitată.

În figura 1 se arată reținerea particulelor de diferite mărimi în procente la diferite tipuri de filtre.

S-a dovedit că materialele nemagnetice se aglomerează în jurul particulelor feromagnetice și, ca urmare, filtrul le reține și pe acestea.

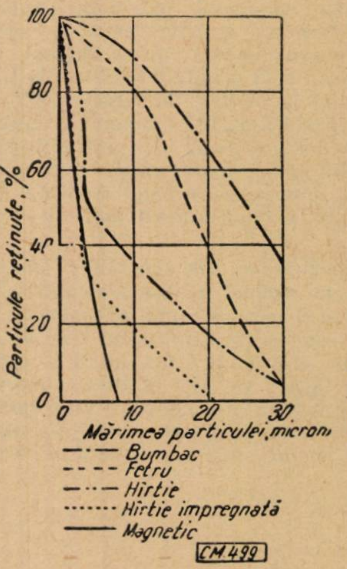


Fig. 1

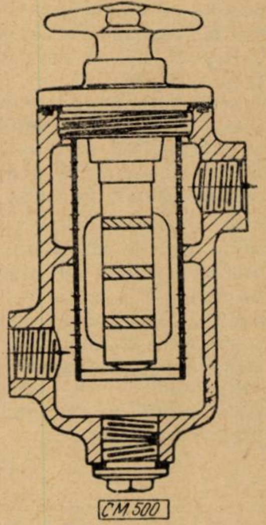


Fig. 2

Piesa principală (inima) a filtrului este formată dintr-o serie de magneți puternici (fig. 2), în jurul căreia se găsește o cămașă cu multe găuri. Uleiul pătrunde radial prin partea inferioară a cămășii, apoi se ridică în lungul magneților și iese la partea superioară a cămășii.

Piesa principală se poate extrage ușor și rapid pentru a fi curățată.

Electronica și automobilul. M. Chauvierre. În : Ingénieurs de l'automobile, Journal de la S.I.A., nr. 10, 1963.

Introducerea electronicii în domeniul automobilului se realizează în multe direcții, avantajele principale fiind suprimarea elementelor mecanice și siguranța în funcționare.

Semnalizatoarele de direcție (cu „clipici") se fabrică curent pe principiul electric al bilamei : dilatarea inegală a două metale diferite sub influența căldurii face ca ansamblul să se deformeze, deformația servind la întreruperea curentului. Bilama răcindu-se își reia poziția inițială și ciclul reîncepe. Această soluție electrică are două dezavantaje : pe de o parte inerția bilamei este destul de mare, făcînd exclus un ciclu rapid de aprindere și stingere, pe de altă parte ansamblul este relativ fragil, bilama și contactele uzîndu-se relativ rapid.

Soluția electronică evită astfel de dezavantaje, folosind un tranzistor de putere și unul de protecție.

Înlocuirea dinamului cu un alternator ridică problema încărcării bateriei. Se ia un alternator clasic, ai cărui induși pot fi bobinaje fixe și inductorii fie magneți permanenți, fie o simplă înfășurare alimentată prin unul sau două inele ; curentul va fi redresat prin redresoare uscate care sînt diode de detecție, dar mult mai puternice. Pentru a ușura redresarea curentului se ia un alternator trifazat și se redresează curentul în hexafazat ; în fine, se adaugă un regulator pentru a nu supune bateria unor suprasarcini prea mari ; se ajunge la un ansamblu care dă un curent redresat foarte puțin ondulat putînd funcționa la turații între 1 000 și 10 000 rot/min. Cum sistemul poate avea turații duble față de acelea ale motorului, echipamentele devin cu greutate și gabarit foarte reduse, de mare robustețe și mai ieftine.

Un grup de tranzistoare montate în schema de regulator de tensiune asigură sistemului o mare durată de funcționare.

Fără îndoială că combinaţia alternator-redresor cu siliciu, regulator cu diodă Zener (care au proprietatea de a se opune trecerii curentului pînă la o tensiune determinată, peste care lasă curentul să treacă practic fără rezistenţă), aduce problemei încărcării bateriei soluţia de viitor.

În ceea ce priveşte sistemul de aprindere, se ştie că soluţia clasică dă rezultate slabe la turaţii ridicate, astfel încît atunci cînd se doreşte o mare siguranţă de funcţionare, trebuie să se dubleze echipamentul, fiecare din acestea lucrînd la jumătate din turaţia normală. Folosirea electronicii trebuie să asigure mărirea eficienţei şi micşorarea preţului de cost, ceea ce nu s-a putut realiza pînă în prezent şi a făcut ca soluţiile să se axeze fie pe conservarea ruptorului, dar cu eliminarea majorităţii inconvenientelor sale, fie pe reconsiderarea totală a problemei aprinderii.

Cele arătate sînt aplicaţii devenite clasice ale electronicii, dar nu singurele. Astfel, claxonul poate folosi un oscilator de joasă frecvenţă şi un difuzor cu cameră de comprimare; vitezometrul şi kilometrajul se pot baza pe primirea unor semnale electrice, abandonînd transmisia mecanică. De mare importanţă trebuie să se bucure problema schimbării fazelor la faruri şi mai ales trecerea pe faza scurtă la încrucişarea cu un alt autovehicul. De mai multă vreme s-au montat celule fotoelectrice pe partea frontală a automobilului, care, excitate de lumina autovehiculului care vine din sens invers, comandă automat trecerea din poziţia de fază lungă în poziţia de fază scurtă.

O altă soluţie este folosirea surselor liniare de lumină, care avînd nevoie de 220 V, pot fi utilizate prin introducerea unor convertizoare statice cu tranzistoare.

O altă folosire a electronicii se impune pentru evitarea blocării roţilor prin frînare. Plecînd de la rotirea fiecărei roţi sau a arborelui de transmisie (dacă se doreşte controlul numai al roţilor din spate, care din punctul de vedere al derapajului sînt cele mai importante), se poate obţine o tensiune care să se anuleze cînd organul rotitor se opreşte. Se poate folosi această tensiune pentru acţionarea sau controlarea sistemului de frînare, în sensul ca frînarea să înceteze dacă roata este blocată.

În domeniul suspensiei, cu ajutorul electronicii se poate măsura încărcarea pe fiecare punte şi pe fiecare roată. În plus, electronica poate fi folosită cu succes în comanda amortizoarelor. Se ştie că de o suspensie perfectă depinde o amortizare variabilă cu viteza de înaintare, cu poziţia greutăţii nesuspendate şi cu acceleraţiile acesteia. Aceste trei variabile pot fi date în fiecare moment prin trei captatoare electronice. Cele trei tensiuni rezultante, convenabil amplificate, pot comanda instantaneu gradul de amortizare al amortizorului.

Pe măsură ce electronica va juca un rol tot mai mare în funcţionarea automobilului, se va impune evitarea înregistrării repetate a aceloraşi parametri (viteză, poziţia acceleraţiei etc.), ceea ce se va realiza prin folosirea aşa-numitului creier electronic care comandă organele automobilului în fiecare moment, astfel încît funcţionarea tuturor dispozitivelor să fie optimă.

Inginerul de automobile față de sistemul legat de unități.

P. Rapin. În: Ingénieurs de l'automobile, Journal de la S.I.A., nr. 10, 1963.

Din mai 1961, în Franţa a devenit obligatoriu sistemul de unităţi zis internaţional sau MKSACK (după iniţialele unităţilor sale fundamentale: metrul, kilogramul-masă, secunda, amperul, candela şi gradul Kelvin de temperatură). Prima oară după revoluţia franceză, un sistem de unităţi este impus în Franţa prin lege cu prevedere de pedepse în cazul neaplicării, toate celelalte sisteme fiind interzise. Mulţi ingineri şi chiar asociaţii tehnice şi ştiinţifice îşi manifestă dezinteresul şi dezaprobarea faţă de sistemul devenit legal. Dacă acesta din urmă deranjează multe obişnuinţe şi pretinde o schimbare radicală de scară în ordinele de mărime, atît de preţioase pentru inginer, totuşi folosirea sa evită erori grosolane şi permite a încirea sensului unor mărimi folosite în mecanica automobilului.

De mult timp inginerii mecanici erau nemulţumiţi de confuzia dintre masă şi greutate, agravată de utilizarea aceluiaşi cuvînt pentru unitatea de masă şi unitatea de greutate. De aici a apărut kilogramul-masă şi kilogramul-forţă (în Germania, Elveţia şi Suedia, kilogramul-masă şi kilopondul). Ecuaţia fundamentală a dinamicii se scria $F = m \cdot \gamma = G/g \cdot \gamma$, definindu-se deci o forţă printr-o altă forţă.

Electricienii, utilizînd în principiu sistemul CGS, au ajuns la trei sisteme denumite: electrostatic, electrodinamic şi practic. Formulele conţin o varietate impresionantă de 2π, 4π, 10^{-8} etc. Dacă ei, de bine de rău, se înţelegeau între ei, dificultăţile apăreau însă cînd se trecea la electromecanică.

Profesorul Giorgi a reuşit să stabilească un sistem coerent, foarte bun pentru electricieni, dar care obligă pe mecanicieni să schimbe radical unităţile lor obişnuite (deci şi modul de evaluare a ordinii de mărime) şi mai ales unitatea de forţă atît de preţioasă, deoarece dă naştere unităţilor de moment, putere, energie, presiune, efort unitar, rigiditate şi intervine în expresia a multor mărimi fizice indispensabile. Pentru a ajunge la un sistem „Universal" s-a adoptat gradul Kelvin pentru termodinamică şi candela pentru optică. În acest mod a apărut sistemul MKSACK, care s-a numit şi sistem energetic.

Se ironizează, în ţările sistemului metric, sistemele anglo-saxone de măsură, de exemplu cel american:

1 yard = 3 feet = 4 span = 100/22 link = 9 hand = = 36 inch = 1 440 line = 2 592 point = 36 000 mil, uitîndu-se că în sistemul metric se poate găsi: 1 Joule = $2{,}778.10^{-7}$ kWh = $1{,}0197.10^{-1}$ kgfm = $3{,}777.10^{-7}$ CPh = $2{,}388.10^{-4}$ kcal IT = $6{,}24.10^{12}$ MeV.

Sistemul MKSACK nu are decît Joule-ul.

O dificultate apare în legătură cu înţelegerea noţiunii de masă. Masa (şi nu greutatea) unui automobil este de 1 000, 2 000 sau 5 000 kg. Încărcătura utilă este o masă de transportat şi se va exprima la fel.

Forţa aparatului de ridicat care va servi la manipularea acestei mase se va exprima desigur în newton (forţa care comunică unei mase de un kilogram o acceleraţie de 1 m/s^2). De exemplu o încărcătură de 5 tone va cere pentru a fi ridicată o forţă de 5 000 kg × g (şi cu $g = 10$) = 50 000 newtoni.

Rezistenţa la înaintare se obţinea prin multiplicarea greutăţii autovehiculului cu un anumit coeficient exprimat în kilograme-forţă pe kilogram (greutate).

Fiind raportul a două forţe, coeficientul este adimensional.

Pentru aplicarea sistemului MKSACK trebuie să se multiplice forţa exercitată pe sol datorită cîmpului gravitaţiei asupra masei prin acelaşi coeficient pentru a obţine forţa în newtoni. Fie 5 000 kg masa autovehiculului. Cîmpul gravitaţional o face să exercite asupra solului o forţă de 5 000 kg × g (= aproximativ 10) = 50 000 N(newtoni). Coeficientul fiind 15.10^{-3}, forţă ce trebuie exercitată pentru a obţine avansarea este 50 000 $N.15.10^{-3}$ = 750 N. În sistemul vechi s-ar fi zis: greutatea autovehiculului 5 t, coeficientul de 15 kg/t, deci forţa = 5 × 15 = 75 kilograme-forţă.

Consumul specific de combustibil se dă în vechiul sistem în g/CPh. Dar calul-putere nu mai există în noul sistem. Ar trebui să se ia Joule-ul, dar s-ar ajunge la cifre astronomice (1 kWh = $3{,}6.10^{-6}$J). De aceea, se preferă kilowattora, cu toate că apelarea la un multiplu al wattului şi al secundei înseamnă pînă la urmă tot o schimbare de sistem. Deci, dacă un motor consumă 250 cm^3/kWh de combustibil de densitate 0,8, masa consumată va fi: $250.10^{-6}\,m^3 \cdot 0{,}8.10^3 = 200.10^{-3}$ kg, deci 200 grame-masă pe kWh. În sistemul mecanicienilor, masa consumată era: $250.10^{-6} \cdot 0{,}8.10^3 = 200.10^{-3}$ kgf, deci 200 g (greutate) pe kWh.

O nouă metodă de ambutisare

În Anglia s-a elaborat o nouă metodă de ambutisare cu presă hidraulică, care constă în faptul că presa execută ea însăşi — dintr-un metal cu punct scăzut de topire — matriţele şi poansoanele necesare. Construcţia presei este reprezentată în figura 1. Cuva *1* este umplută cu un aliaj topit de bismut, plumb, staniu şi cadmiu, cu un punct de topire de 70°C; topirea acestui aliaj este asigurată prin circulaţia de apă caldă în cămaşa *2*, apa fiind încălzită cu ajutorul unor rezistenţe electrice. Un model *3* al piesei care se ambutisează, fixat cu o panglică adezivă *4* şi prin răşina cu întărire rapidă *5* pe placa *6* a matriţei, sub care se află un covor de cauciuc perforat *7*, este cufundat în metalul lichid, care pătrunde în interiorul piesei *3* prin mici găuri *8* prevăzute pe fundul ei. Berbecul presei este coborîtă pînă cînd capătul ei *10* prevăzut cu canale pătrunde în baia care este răcită cu ajutorul jetului de aer *11* şi circulaţia de apă rece în cămaşa *2*.

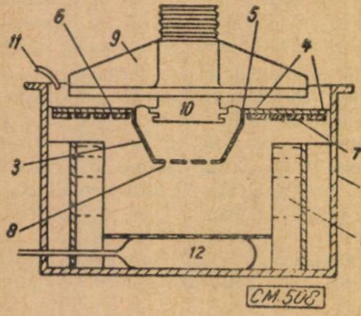


Fig. 1

Pentru a se ţine seamă de compresiunea metalului datorită răcirii, se umple cu aer balonul de cauciuc *12*, aşezat sub fundul flexibil, iar elasticitatea covorului *7* neutralizează contracţia metalului care se solidifică. După solidificarea

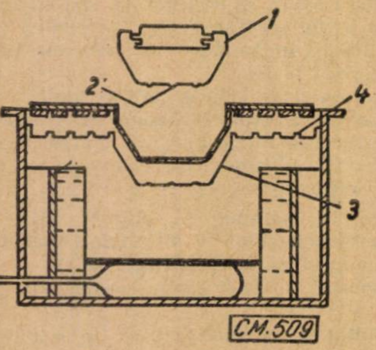


Fig. 2

băii se ridică (fig. 2) Berbecul presei cu poansonul *1*, întrerupîndu-se comunicaţia *2* cu matriţa *3*; modelul şi covorul de cauciuc sînt detaşate de placa *6*, care se va sprijini pe piesele *4* formate din găurile covorului. După o debavurare a fundurilor, sculele sînt gata de funcţionare.

În figura 3 este reprezentat procedeul de ambutisare: tabla *1*, aşezată pe placa *2* sub dispozitivul de prindere *5* este apăsată de poansonul *4* în cavitatea matriţei *3*.

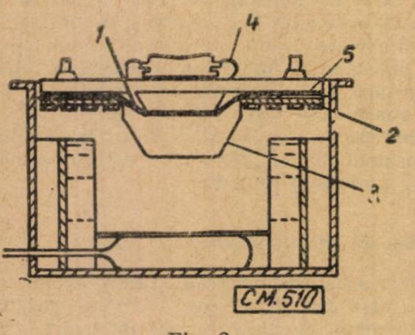


Fig. 3

Acest procedeu este folosit în industria radiatoarelor de automobile şi a aparatelor de încălzire. Experienţele au arătat că se pot executa cîteva sute de piese de radiator din tablă de alamă, după care matriţele şi poansoanele pot fi retopite. Consumul de bismut, care are un preţ destul de ridicat, este neglijabil.

Sudarea oxiacetilenică raţională a tablelor şi ţevilor. În: Metalworking Production, februarie 1963.

Pentru îmbinarea a două table există două metode diferite de sudare: deplasînd aparatul de sudat în lungul îmbinării de la dreapta la stînga sau de la stînga la dreapta (fig. 1). Majoritatea sudorilor aplică de preferinţă fie prima metodă, fie ambele în egală măsură.

În Anglia s-a studiat această problemă şi încercările efectuate au demonstrat că nu este indiferent ce metodă se aplică, ci că cea de-a doua prezintă numeroase avantaje.

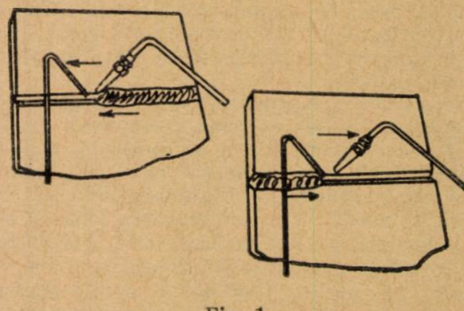


Fig. 1

Aplicînd prima metodă, este necesar ca sudorul să imprime aparatului mişcări reduse de du-te-vino transversale; în cealaltă metodă, electrodul situat în urma aparatului este astfel mişcat, în timp ce aparatul este deplasat în axa cusăturii şi, datorită înclinării mai mari, încălzeşte mai intens şi mai regulat toată grosimea tablelor, astfel încît unghiurile şanfrenurilor pot fi reduse la 50—60° faţă de 80—90° la primul procedeu; tablele de grosime mai mică de 5,5 mm pot fi sudate fără şanfrenarea marginilor.

Primul procedeu poate fi utilizat pentru sudarea tablelor subţiri, pînă la 4,5 mm grosime, pentru sudarea fontei şi metalelor neferoase; cel de al doilea prezintă anumite avantaje pentru sudarea tablelor de oţel cu grosime mai mare de 4,5 mm, deoarece volumul de metal de adaos este în acest caz mai redus cu 32 % datorită micşorării unghiului inferior al spaţiului care trebuie umplut cu sudură; în afară de aceasta se micşorează şi pierderea materialului de bază, şanfrenul fiind mai puţin înclinat.

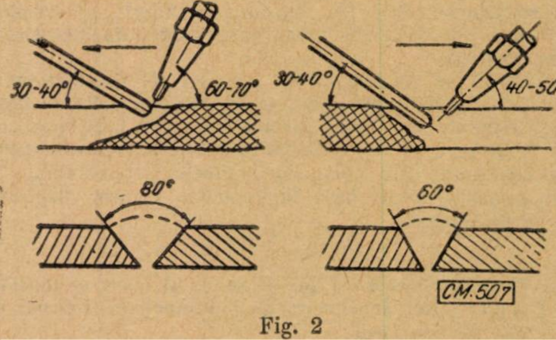


Fig. 2

Încălzirea mai eficientă a marginilor tablei şi reducerea volumului de metal care se topeşte are ca efect o reducere a cantităţii de gaz şi o micşorare a timpului de lucru în care se efectuează cusătura sudată. Creşterea consumului de gaz în funcţie de mărirea grosimii tablei este mult mai mică decît în cazul procedeului de la dreapta la stînga, care din acest motiv nu se poate aplica la table cu grosime mai mare de 5 mm.

Prin aplicarea procedeului de sudare de la stînga la dreapta se îmbunătăţeşte şi calitatea sudurii; încălzirea uniformă a marginilor îmbinării, precum şi o bună vizibilitate a cîmpului de lucru permit o supraveghere continuă a cusăturii, pe cînd, la celălalt procedeu (fig. 2), sîrma de adaos nu permite să se vadă fundul cusăturii şi trebuie să fie des înlăturată de către sudor; metalul incandescent se oxidează şi ancrasează baia, astfel încît cusătura sudată nu mai este omogenă.

Un alt avantaj al acestui procedeu este faptul că metalul topit se răceşte mai încet decît în cazul procedeului de sudare de la dreapta la stînga, în care nu este protejat de produsele de ardere şi poate absorbi aer, oxigen şi azot, care îl fac fragil. În afară de aceasta, datorită mărimii vitezei de sudare, încălzirea regiunilor din vecinătatea cusăturii este mai mică, ceea ce reduce tensiunile ce iau naştere în metalul de bază.

Realizarea concomitentă a canalelor oblice.

F. Strasser. În: La machine moderne, decembrie 1963.

Pentru realizarea canalelor periferice înclinate se poate utiliza, în unele cazuri, metoda matriţării în locul frezării. În cazul considerat, pentru confecţionarea unei piese de distribuţie utilizată în cadrul unui dispozitiv de stropire, s-a procedat la matriţare, folosind dispozitivul din figura 1.

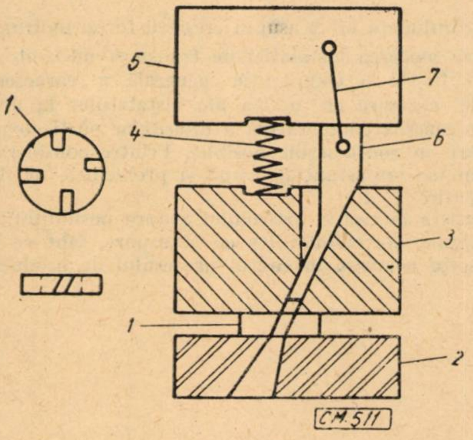


Fig. 1

Semifabricatul *1* sub forma unui disc plat aşezat pe matriţa *2* este fixat de piesa de ghidaj *3* apăsată de resorturile *4* acţionate de berbecul presei *5*, în timpul cursei active respective. Berbecul continuînd cursa activă, cele patru poansoane ghidate, oblice, situate la 90°, formează canalele necesare. În cursa de revenire poansoanele *6* sînt ridicate de cablul metalic *7*, legătura rigidă dintre piesele *6* şi *5* nefiind posibilă.

Batiuri din beton armat pentru maşini-unelte grele.

M. M. Bolşakov. În: Stanki i Instrument, nr. 7, 1963.

În cadrul articolului se descrie construcţia batiului de beton armat al strungului greu, model 1660, se precizează tehnologia de execuţie şi se prezintă unele date privitoare la rezultatele încercărilor efectuate.

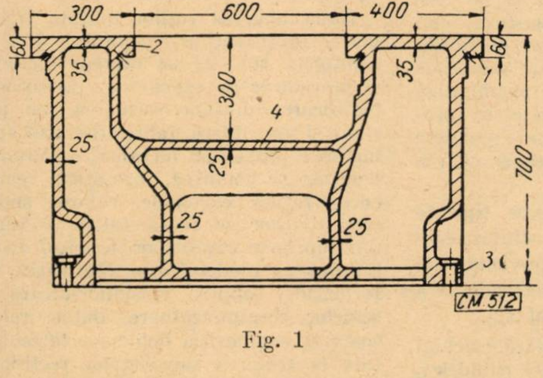


Fig. 1

Strungul greu universal, model 1660, este destinat prelucrării pieselor masive cilindrice din oţel sau fontă. Greutatea maximă a piesei prelucrate este de 20 t, iar forţa de tăiere maximă = 10 t. Batiul strungului, a cărui secţiune transversală este arătată în figura 1, se execută prin turnare din fontă cenuşie SC 21—40. Greutatea batiului este de 11,8 t, lungimea de 12 m, iar lăţimea de 1 300 mm.

Dimensiunile de gabarit ale batiului de beton armat (fig. 2) sînt identice cu cele ale batiului turnat din fontă.

Batiul de beton este compus din rama de bază *1* prevăzută cu găuri pentru şuruburile de fundaţie, armătura interioară *2*, bridele *3*, traversele înclinate *4*, centura *5*, glisierele *6* şi *7*, căptuşeala metalică *8* şi tabla celulară *9*, restul fiind realizat din beton. Glisierele turnate din fontă SC 21—40 sînt prinse de restul batiului cu ajutorul unor armături cu profil periodic (GOST 5781-61) cu diametrul de 16 mm. Rama de bază este realizată din tablă de oţel sudată, cu grosimea de 20 mm.

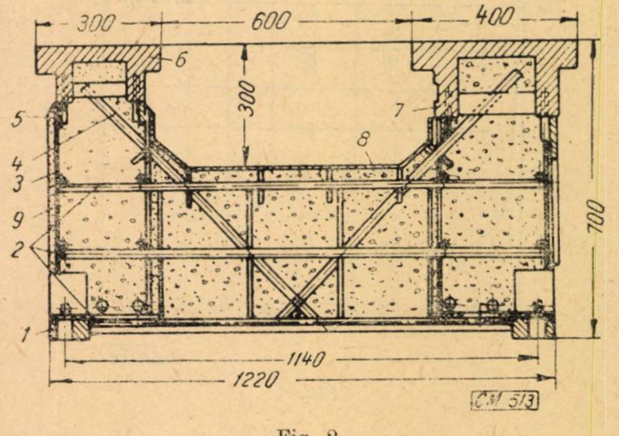


Fig. 2

Pentru a le feri de acţiunea mecanică a şpanului, suprafeţele de beton se căptuşesc cu tablă de oţel de 3 mm; pereţii verticali sînt căptuşiţi cu tablă celulară de 2 mm (celule de 30 × 30 mm).

Armătura interioară a batiului este formată din traverse longitudinale şi transversale cu diametrul de 28 mm. Carcasa metalică a batiului este umplută cu beton vibrat cu vibratoare portabile. După desfacerea cofrajelor se retuşează unele defecte de betonare, batiul fiind apoi supus prelucrărilor mecanice ca şi cel din fontă.

Pentru compararea rigidităţii s-au încercat un batiu din fontă şi un batiu experimental din beton armat.

În funcţie de locul de aplicare a forţei de încercare s-au constatat deformaţii la batiul din beton armat mai mici cu 30—45% decît cele ale batiului din fontă.

Se conchide că utilizarea batiurilor din beton armat permite micşorarea consumului de metal cu 50—60% şi a preţului de cost cu 45—50%.

Introducere la studiul mijloacelor de transport intern.

P. Parvopossu. În: Rivista di meccanica, nr. 317, 1963.

În general, ciclul productiv comportă o serie de operaţii de transformare, conservare şi deplasare aplicate materialului brut sau semibrut. Evident deci, transportul intern, în întreprindere, constituie o problemă importantă de producţie în care în prezent se întrevede un important mijloc prin care industria modernă va putea face progrese deosebite. O examinare iniţială atentă din partea proiectantului permite restrîngerea domeniului de soluţii corespunzătoare care urmează a fi analizate în amănunt, ţinînd seamă de structura preţului de cost al transportului intern.

Cantitatea de energie necesară pentru a transporta cantitatea A de material în intervalul de timp t este funcţie de caracteristicile mijlocului de transport şi de raportul $\frac{A}{t}$ care poate fi constant (consum minim de energie) sau variabil, reieşind necesitatea regularizării fluxului de lucru.

Cum însă fluxul este adesea variabil sau discontinuu, fenomenele dinamice capătă o importanţă deosebită. Se notează: G — greutatea utilă transportată; G_0 — greutatea transportorului ; F — forţa de tracţiune ; α — unghiul pantei ; a — acceleraţia ; k — coeficient pentru forţele rezistente ; ecuaţia de echilibru dinamic poate fi pusă sub forma :

$$F = (G + G_0)(k + \sin\alpha) + \frac{G + G_0}{g} \cdot a.$$

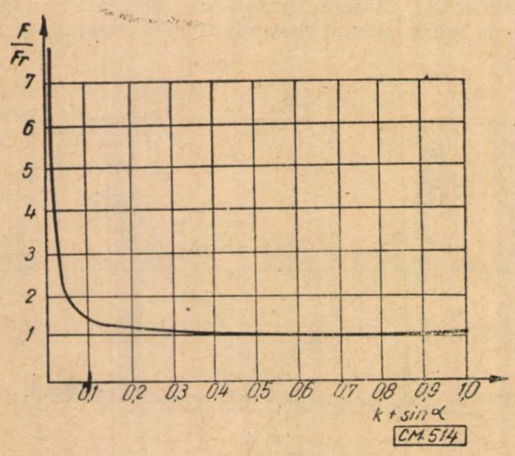


Fig. 1

Introducînd $\frac{G_0}{G} = \beta$ şi $F_r = G(1 + \beta)(k + \sin\alpha)$, se obţine :

$$\frac{F}{F_r} = 1 + \frac{a}{g(k + \sin\alpha)},$$

în care F_r este forţa la regim constant.

Expresia permite determinarea creşterii forţei motrice pentru realizarea condiţiilor de regim constant ; reprezentată în diagrama din figura 1, indică importanţa forţelor de inerţie la deplasare orizontală faţă de pantă.

Dacă se notează cu $F_{ru} = G\,(k + \sin\alpha)$ forţa de regim pentru sarcină utilă, se obţine :

$$\frac{F}{F_{ru}} = (1 + \beta)\left[1 + \frac{a}{g(k + \sin\alpha)}\right],$$

apărînd influenţa lui β asupra creşterii forţei motrice.

Pentru alegerea instalaţiei de transport adecvate se procedează fie la o comparaţie generală a caracteristicilor generale necesare cu acelea ale instalaţiilor la dispoziţie, fie la o analiză comparativă a diferitelor părţi componente în raport cu construcţiile posibile. Printre consideraţiile de bază un loc important îl ocupă şi problemele de deservire a instalaţiei.

Se insistă în cadrul articolului asupra posibilităţilor mari de adaptare ale instalaţiilor de transport, fapt ce măreşte importanţa acestora în cadrul procesului de producţie.

Recenzii

Manual de roţi dinţate (Gear Handbook). Sub redacţia : D. W. Dudley, New York, Mc Graw Hill, 1962, 927 pag.

Lucrarea tratează problemele geometriei, construcţiei, calculului de rezistenţă, controlului fabricaţiei şi exploatării transmisiilor cu roţi dinţate, în cadrul a 24 capitole.

În capitolele 1—5 sînt prezentate bazele teoriei angrenării, sînt descrise tipurile de roţi dinţate şi construcţiile de reductoare navale, de aviaţie, de automobil şi de tractor, cum şi de reductoare cu utilizare generală. De asemenea, se examinează unele tipuri speciale de transmisii, ca de exemplu, transmisii cu melc, globoidale, armonice, planetare etc. Datele privind determinarea elementelor angrenajelor şi geometria roţilor dinţate sînt completate cu tabele şi relaţii de calcul, cum sînt cele referitoare la transmisiile cu roţi dinţate conice elicoidale şi la transmisiile de tip „zerol". Se remarcă şi paragrafele destinate corectării danturii, pentru evitarea diferitelor cazuri de interferenţă şi criteriile de alegere a caracteristicilor angrenajelor, în conformitate cu normele firmelor americane.

Capitolul 6 este consacrat problemelor distanţei dintre axe, dimensiunilor de montaj ale roţilor cu axe neparalele şi preciziei necesare acestora. Se studiază influenţa temperaturii asupra variaţiei parametrilor amintiţi, acordîndu-se importanţa cuvenită controlului jocurilor în angrenaj.

În capitolele 7 şi 8 se prezintă calculul dimensiunilor de control şi metodele de realizare a profilului dinţilor şi al cuţitelor de danturare. Se insistă în special asupra sculelor pentru prelucrarea roţilor conice hipoidale. Problema controlului şi a alegerii cîmpului de toleranţă pentru roţi dinţate este reluată în capitolele 9 şi 24, din cuprinsul cărora semnalăm aspectele practice legate de fabricaţia de roţi dinţate din S.U.A.

Capitolul 10 se referă la materialele utilizate pentru confecţionarea roţilor dinţate. Se indică compoziţia chimică şi proprietăţile mecanice ale diferitelor materiale, ţinîndu-se seamă şi de cele folosite la turnarea sub presiune, ca : aliaje uşoare pe bază de zinc, magneziu şi aluminiu, bronz, alamă şi materiale plastice. De asemenea, se examinează tratamentele termice aplicate în producţia de roţi dinţate, o mare pondere avînd cementarea, nitrurarea şi călirea CIF.

După prezentarea desenelor tipizate pentru diferite feluri de roţi dinţate (capitolul 11), se tratează despre metodele de montare a acestora şi de determinare a încărcării lagărelor (capitolul 12).

În capitolul 13 se elaborează calculul de rezistenţă a roţilor dinţate cilindrice, cu dinţi drepţi şi înclinaţi, conice, hipoidale, al angrenajelor melcate cu melc cilindric şi globoidal etc. Se studiază problemele presiunii de contact, rezistenţei la rupere şi gripajului, acordîndu-se o atenţie deosebită distribuţiei neuniforme a încărcării pe lungimea dintelui, care provoacă deformarea roţilor şi a arborilor pe care se montează. Capitolul conţine un bogat material tabelar, pentru alegerea preliminară a puterii transmisiilor, în funcţie de distanţa dintre axe, diametrul şi grosimea dintelui, de raportul de transmitere şi turaţie.

În capitolul 14 se analizează pierderile şi încărcarea dinamică a angrenajelor şi modurile de degradare a acestora. Sînt demne de menţionat datele privind coeficienţii de frecare şi pierderile în lagărele de rostogolire şi de alunecare.

După ungerea roţilor dinţate şi alegerea lubrifianţilor (capitolul 15), în capitolele 16 — 22 se descriu metodele şi procedeele de executare : danturarea, rectificarea dinţilor, turnarea sub presiune şi matriţarea, fabricarea prin aglomerarea pulberilor metalice, şeveruirea, lepuirea şi honuirea, broşarea, rectificarea roţilor elicoidale, rularea suprafeţei dinţilor cu roată-etalon. Reţinem din cuprinsul capitolelor accentul deosebit pus pe modernizarea fabricaţiei, informaţiile asupra maşinilor-unelte şi sculelor corespunzătoare, datele referitoare la compoziţia lichidelor întrebuinţate la tratarea suprafeţelor rectificate pentru depistarea defectelor.

Ultimul capitol conţine tabele necesare pentru determinarea elementelor geometrice ale angrenajelor şi controlului dimensional.

Lucrarea sistematizează un preţios material teoretic şi practic privind proiectarea şi prelucrarea roţilor dinţate. Un loc important îl ocupă problemele legate de finisarea danturii, realizarea unei precizii ridicate de execuţie, asigurarea unei durabilităţi corespunzătoare. Lucrarea este destinată proiectanţilor, tehnologilor şi specialiştilor din exploatare.

A. Erker, A. W. Hermser şi A. Stall. **Forma şi calculul construcţiilor sudate.** Düsseldorf, Deutscher Verlag für Schweisstechnik Gmbh, 1959, 180 pag., 365 fig., 70 anexe.

Lucrarea reprezintă un îndrumător pentru tinerii ingineri, care se ocupă în cadrul construcţiei de maşini cu proiectarea îmbinărilor sudate.

Materialul este împărţit în opt capitole precedate de un scurt cuvînt introductiv. Prezentarea începe cu o succintă descriere a organizării atelierului de sudură, indicîndu-se datele constructive şi funcţionale ale utilajului utilizat în mod curent ca : automate de sudură, maşini de sudat prin puncte, cu role, maşini de tăiat cu flacăra oxiacetilenică, foarfece mecanice etc.

Capitolul următor tratează o serie de probleme în legătură cu reprezentarea grafică a construcţiilor sudate, începînd cu enumerarea normelor de desen, simbolurilor sudurilor normale, speciale şi pentru ţevi, cum şi reprezentarea unor subansambluri sudate; se continuă cu modul de reprezentare a prelucrării muchiilor tablelor, clasele de calitate ale cordoanelor de sudură şi condiţiile necesare, toleranţe şi cîteva exemple de forme constructive specifice.

În cadrul unui scurt capitol se tratează sumar pregătirea materialului, tehnologia tăierii cu foarfece sau cu flacără şi toleranţele respective.

În continuare sînt analizate unele probleme specifice ale construcţiilor sudate, începînd cu generalităţi în legătură cu procedeele de sudură, tensiunile care apar şi deformaţiile diferitelor elemente sub acţiunea cordoanelor de sudură.

Urmează o bogată exemplificare, privind aspecte de proiectare şi execuţie : asamblarea, accesibilitatea la cordoanele de sudură, sudarea elementelor turnate sau forjate, problemele specifice construcţiilor rigide, întărirea pereţilor plani etc. Sînt bine analizate în cadrul capitolului condiţiile de sudabilitate ale oţelurilor carbon şi aliate, ale materialelor nemetalice, cum şi sudura prin rezistenţă pentru diferite metale.

De asemenea, este tratată pe larg şi problema tratamentului termic şi a normalizării, dîndu-se indicaţii privind tratamentul tremic pentru toată gama de oţeluri carbon şi aliate după DIN.

Capitolul se încheie cu indicaţii constructive pentru sudarea tablelor subţiri, sudarea în unghi, în T, în gaură rotundă sau ovală, întăriri marginale, noduri la ferme din ţevi, profile, cadre, stîlpi, flanşe, funduri, stuţuri etc.

Capitolul următor cuprinde calculul de rezistenţă. Se prezintă noţiunile generale de rezistenţă, metodica de calcul a diverselor cordoane de sudură supuse la eforturi normale şi tangenţiale în unul sau în mai multe planuri şi solicitările admisibile respective în funcţie de felul încărcărilor.

Un capitol special este rezervat extraselor din normele principale privind construcţiile metalice sudate (DIN 4100), construcţiile tubulare (DIN 4115) şi prescripţiile pentru poduri metalice sudate.

Penultimul capitol se referă la normele şi prescripţiile germane privind încercările, aparatajul de încercare etc.

Ultimul capitol cuprinde un index bibliografic cu 24 de titluri de lucrări şi 6 periodice.

I. Bălănescu

F. J. Weber. **Pompe şi compresoare.** Vol. 2, **Pompe şi compresoare centrifuge** (Arbeitsmaschinen. Bd. 2, Kreiselpumpen und Kreiselverdichter). Berlin, Verlag Technik, 1962, 304 pag.

Constituind a doua parte a cursului despre pompe, compresoare şi maşini frigorifice, lucrarea cuprinde teoria, calculul şi construcţia pompelor şi compresoarelor centrifuge.

În capitolul 1 se prezintă teoria hidrodinamică a curgerii fluidelor şi cele mai importante relaţii energetice pentru pompe. În capitolul 2 se examinează triunghiurile de viteze şi se discută formula lui Euler, relevînd particularităţile funcţionale ale rotoarelor cu palete îndoite înainte, radiale şi îndoite înapoi. În continuare se studiază dependenţa parametrilor funcţionali de numărul de palete şi de unghiul de ieşire a acestora, se abordează problema randamentului pompelor, se analizează legile similitudinii geometrice şi funcţionale cu aplicare la pompe.

În capitolul 3 se trece la calculul şi construcţia pompelor centrifuge. Astfel, se elaborează calculul rotoarelor de turaţie scăzută şi al celor cu palete cu curbură dublă, metodele indicate fiind ilustrate cu exemple practice. De asemenea, se prezintă calculul organelor directoare al canalelor pompelor cu mai multe trepte; în legătură cu canalele spirale, se insistă asupra metodelor grafoanalitice de calcul. Menţionăm din cuprins şi determinarea forţelor axiale, cum şi descrierea diferitelor tipuri constructive : pompe cu un singur etaj, centrifuge şi diagonale, pompe cu rotor dublu, pompe de alimentare cu unul şi cu mai multe etaje, pompe fără garnituri de etanşare, submersibile, navale, pompe de noroi şi acizi etc.

O organizare similară are capitolul 4, care se referă la pompele axiale. Calculul acestora este condus prin metoda forţelor ascensionale.

Capitolul 5 este consacrat caracteristicilor pompelor şi funcţionării lor în condiţii de montaj date. În capitol îşi au locul fenomenul de cavitaţie şi metodica de încercare a pompelor.

După scurta prezentare a procesului de lucru şi a construcţiei pompelor turbionare şi cu autoamorsare, se trece la partea a doua a lucrării destinată ventilatoarelor şi compresoarelor. Pentru ventilatoare, în capitolul 7 se prezintă principalele tipuri constructive cu evidenţierea caracteristicilor şi a particularităţilor funcţionale. Şi aici, conţinutul este întregit cu exemple de calcul.

Capitolul 8 tratează despre turbocompresoare, începînd cu bazele termodinamice ale procesului de lucru şi continuînd cu expresiile energetice, compresiunea în trepte şi variantele constructive. În încheiere se dă un model de calcul pentru turbocompresoare centrifuge şi axiale.

Alcătuită într-o formă concisă, lucrarea înglobează o sferă largă de probleme legate de ramura din construcţia de maşini analizată. Materialul teoretic este tratat la un nivel tehnico-ştiinţific ridicat şi este completat cu numeroase grafice şi aplicaţii. Adresată îndeosebi studenţilor din institutele politehnice, lucrarea este utilă şi inginerilor proiectanţi şi constructori de maşini.

N. S. Komarov. **Manualul frigotehnicianului** — Moscova, Maşghiz, 1962.

Dezvoltarea rapidă şi utilizarea pe scară largă a tehnicii frigului în diferitele ramuri ale economiei este însoţită de apariţia a numeroase lucrări de specialitate, în care sînt tratate probleme foarte variate ale teoriei, calculului şi construcţiei maşinilor şi instalaţiilor frigorifice. Lucrarea lui N. S. Komarov „Manualul frigotehnicianului" are meritul de a prezenta într-o formă sintetică principalele date în legătură cu producerea şi utilizarea frigului artificial.

Lucrarea dezvoltată pe 419 pagini, grupate în 16 capitole, conţine 264 de figuri, 217 tabele şi o anexă cu 5 diagrame. De asemenea, sînt indicate cele mai importante lucrări apărute în domeniul tehnicii frigului, atît în U.R.S.S., cît şi în celelalte ţări. Cartea este destinată inginerilor şi tehnicienilor specialişti în tehnica frigului.

În primul capitol autorul prezintă bazele teoretice ale tehnicii frigului insistînd mai ales asupra naturii fizice şi metodelor de obţinere a frigului.

Cel de-al doilea capitol are ca obiect prezentarea agenţilor frigorifici utilizaţi în maşinile şi instalaţiile frigorifice.

Un loc important îl ocupă maşinile frigorifice cu compresiune mecanică tratate în capitolul al treilea al lucrării. În acest capitol autorul expune ciclurile maşinilor frigorifice cu compresiune de vapori, prezentînd caracteristicile şi desenele de ansamblu ale compresoarelor cu piston, rotative şi centrifugale, tipurile principale de vaporizatoare şi condensatoare, precum şi calculul compresoarelor maşinilor frigorifice cu compresiune de vapori. Capitolul se încheie cu studiul maşinilor frigorifice cu compresiune de aer şi a pompelor termice.

În cel de-al patrulea capitol sînt prezentate sintetic maşinile frigorifice cu absorbţie şi cu ejector. Ca şi în capitolul precedent, autorul tratează atît problemele privind bazele teoretice, cît şi cele legate de construcţia şi procesele de lucru care au loc în aceste maşini frigorifice.

Automatizarea utilajului frigorific constituie obiectul celui de-al cincilea capitol al lucrării. Reţine în mod deosebit atenţia paragraful privind schemele de automatizare a instalaţiilor frigorifice.

În capitolul 6 sînt prezentate sintetic aparatele de măsură şi control utilizate în tehnica frigului pentru determinarea temperaturilor, presiunilor, debitelor, vitezelor, umidităţii şi densităţii fluidelor.

Frigiderele şi instalaţiile frigorifice sînt prezentate în cel de-al şaptelea capitol al lucrării în care autorul acordă o atenţie deosebită problemelor legate de proiectarea şi construcţia frigiderelor.

În capitolele 8 şi 9 autorul se ocupă de izolarea frigiderelor şi montajul utilajului frigorific.

Problemele privind încercările utilajului frigorific sînt tratate în capitolul al zecelea, punîndu-se un accent deosebit pe măsurările care se efectuează în timpul încercărilor, precum şi pe încercările compresorului şi celorlalte elemente componente ale maşinilor frigorifice.

În capitolele 11 şi 12 autorul expune problemele legate de exploatarea utilajului frigorific şi respectiv utilajul energetic care deserveşte maşinile şi instalaţiile frigorifice.

În capitolul 13 sînt sintetizate problemele privind fabricarea gheţii, arătîndu-se generatoarele de gheaţă moderne, precum şi instalaţiile de producere a gheţii uscate, atît la presiune înaltă, cît şi medie.

În lucrare sînt tratate şi cele mai importante aspecte ale utilizării tehnicii frigului în tehnologia produselor alimentare (capitolul 14) şi ale transportului frigorific (capitolul 15).

Lucrarea se încheie cu capitolul 16, în care autorul prezintă aplicaţiile cele mai importante ale tehnicii frigului în industria alimentară, petrolieră, chimică, în construcţia de maşini, construcţii, cercetări ştiinţifice pentru condiţionarea aerului, în industria metalurgică, în medicină etc.

Scrisă deosebit de clar şi avînd la bază un material documentar foarte bogat, lucrarea lui N. S. Komarov este foarte utilă inginerilor proiectanţi de maşini şi instalaţii frigorifice. În acelaşi timp lucrarea poate fi folosită şi de către studenţii institutelor de învăţămînt superior, care se specializează în tehnica frigului.

Vsevolod Radcenco

Cronică

Sesiune tehnico-ştiinţifică la uzina „Vulcan"-Bucureşti.

În ziua de 27 iunie a avut loc la uzina „Vulcan" — Bucureşti, o sesiune tehnico-ştiinţifică cu tema : „Realizările uzinei în decursul celor 60 de ani de existenţă.

După cuvîntul de deschidere rostit de tov. director tehnic ing. Lache Ene, au fost prezentate următoarele referate :

— Cazane de abur executate de uzina „Vulcan", de ing. Gheorghe Obreja, ing. Remus Moţoc, ing. Gheorghe Antonescu şi ing. Vasile Ştefu, în care se arată dezvoltarea construcţiei de cazane timp de 60 de ani, între 1904 şi 1964, rezultatele obţinute, precum şi orientarea în viitor a uzinei : construcţia de cazane cu abur cu parametri ridicaţi.

— Dezvoltarea sectorului cald, de ing. Aurel Vasilescu-Novac şi ing. Ion Bara, în care sînt expuse etapele de transformare ale atelierelor prelucrătoare la cald ale uzinei „Vulcan" — Bucureşti, metodele şi procedeele aplicate în decursul anilor în cadrul acestor ateliere, agregatele şi instalaţiile, îmbunătăţirile aduse acestora în măsura cerinţelor de producţie, precum şi performanţele obţinute, studiate prin prisma principalilor indicatori.

— Modernizarea utilajului din uzina „Vulcan" şi înzestrarea ei cu noi utilaje, de ing. Tănase Hudea şi Alexandru Artino, în care — după o scurtă prezentare a evoluţiei maşinilor şi utilajelor în funcţie de producţia uzinei — se analizează criteriile pe baza cărora se determină varianta optimă între modernizarea unui utilaj şi înlocuirea lui cu unul nou, se dau exemple concrete de modernizări de utilaje, se analizează caracteristicile noilor utilaje din uzină şi modul cum sînt exploatate ; în concluzie se face un bilanţ al realizărilor obţinute în uzină în acest domeniu, felul cum acestea s-au oglindit în mărirea producţiei şi productivităţii muncii, precum şi noile perspective.

— Indicatorii eficienţei economice în asimilarea de noi produse, de prof. ing. Mircea Postelnicescu, în care — după ce se arată că, în asimilarea unui nou produs, examinarea comparativă din punct de vedere economic a soluţiilor posibile pentru a determina pe cea mai potrivită trebuie făcută pe baza criteriului economic de muncă socialistă şi că pe baza acestui criteriu se stabilesc indicatorii complecşi de apreciere a eficienţei economice în situaţiile obişnuit întîlnite, considerîndu-se, după caz, duratele de realizare a noilor produse, volumul producţiei, costul eventualelor licenţe etc., — se arată că indicatorii stabiliţi se aplică atît pentru produsul luat în ansamblu, cît şi pentru subansambluri ale lui, care ar ridica o problemă asemănătoare, şi că pe baza aceloraşi indicatori se pot stabili de asemenea valori optime ale parametrilor care condiţionează din punct de vedere economic construcţia şi funcţionarea noului produs şi care deci trebuie să fie adoptate la proiectare.

Referatele au fost apreciate de participanţi, ele oglindind străduinţele neprecupeţite ale muncitorilor, inginerilor şi tehnicienilor uzinei „Vulcan" din anii puterii populare pentru a realiza cazane cu indicatori cît mai ridicaţi.

A IV-a sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice de la Uzinele „Unirea" — Cluj

În zilele de 19 şi 20 iunie a.c. a avut loc la Cluj cea de-a IV-a sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice, cu tema : „Realizări obţinute de către uzinele metalurgice „Unirea" în construcţia şi fabricaţia maşinilor textile".

După cuvîntul de deschidere rostit de tov. Iosef Bot, directorul uzinei, s-au prezentat următoarele referate :

— Realizări obţinute de către uzinele „Unirea" în construcţia şi fabricaţia maşinilor textile, de ing. Ignaţiu Strohli, în care s-a evidenţiat preocuparea uzinei pe linia asimilării şi perfecţionării maşinilor textile.

— Masele plastice, materiale moderne întrebuinţate în construcţia de maşini textile, de ing. Dumitru Marfievici, în care s-au expus realizările obţinute în acest domeniu în perioada 1960—1964 şi perspectivele de viitor.

— Consideraţii privind proiectarea cardelor de mare productivitate, de ing. Nicolaie Petre (I.T.C. Bucureşti), în care s-au prezentat condiţiile impuse la proiectarea cardelor de mare productivitate, precum şi modificările constructive condiţionate de mărirea turaţiei organelor principale.

— Consideraţii asupra calculului proiectării şi execuţiei unui cap-motor comun, pentru antrenarea maşinilor de filat şi răsucit bumbac şi lînă, de ing. Constantin Şaramet, în care s-a prezentat un cap-motor universal unificat, care poate fi folosit atît pentru maşini de filat bumbac şi lînă, cît şi pentru maşini de răsucit de construcţie nouă.

— Studiul mecanismelor cu rame pentru acţionarea de jos a iţelor, de ing. Vasile Rusu, în care s-au expus principiile şi legile de bază ale mişcării iţelor pentru formarea rostului la războaiele de ţesut, precum şi unele noţiuni pentru calculul şi stabilirea tipului optim de mecanism pentru acţionarea iţelor, aplicat la războaiele fabricate în uzinele „Unirea"—Cluj.

— Particularităţile acţionării maşinilor textile cu variatoare de turaţie, de ing. Desideriu Szücs, care cuprinde un studiu comparativ al variatoarelor, precum şi tipuri de variatoare asimilate şi care urmează să fie asimilate de uzinele „Unirea" — Cluj.

— Analiza particularităţilor acţionării şi comenzilor electrice la maşinile textile, de ing. Tiberiu Deak, în care s-au prezentat cele mai caracteristice scheme ale instalaţiilor electrice aplicate la comenzile şi automatizarea maşinilor electrice.

— Aplicarea tehnologiei de grup în fabricaţia maşinilor textile, de ing. Toma Mendel, în care s-au expus unele aspecte privind raţionalizarea şi sistematizarea tehnologiei de fabricaţie, în vederea creării condiţiilor asemănătoare fabricaţiei de serie, astfel încît să devină raţională aplicarea de procedee şi utilaje de mare eficacitate.

— Braţe de presiune pentru maşinile de filat, de ing. Lucian Boldur, în care s-au arătat cîteva tipuri moderne de braţe de presiune, insistîndu-se asupra braţelor de presiune cu pîrghii pendulare executate prin procedee tehnologice fără aşchiere şi prezentîndu-se avantajele funcţional-constructive, tehnologice şi economice ale acestora.

— Piese sinterizate din pulberi metalice, de ing. Dumitru Marfievici, în care se arată folosirea pulberilor metalice sinterizate la confecţionarea lagărelor autolubrifiante la uzinele „Unirea" precum şi alte posibilităţi de utilizare a lor.

— Exploatarea cubilourilor cu cocs şi gaze naturale, de Ştefan Iancic.

— Tratamentul termic prin încălzire cu curenţi de înaltă frecvenţă, aplicat la cilindrii canelaţi ai maşinilor textile, de ing. Elena Lupşe.

— Soluţii noi în domeniul vopsirii maşinilor textile şi mecanizarea vopsitoriei, de ing. Zoltan Kiss, în care se prezintă cîteva probleme noi impuse de aplicarea vopsirii cu materiale pe bază de răşini aldehidice cu polimerizare la raze infraroşii, precum şi realizarea vopsitoriei mecanice la uzinele „Unirea"—Cluj.

— Eficienţa economică a folosirii metodelor avansate de turnare a pieselor de maşini textile, de ing. Ovidiu Lupşe.

Referatele prezentate au dovedit preocuparea intensă a muncitorilor, inginerilor şi tehnicienilor din uzinele „Unirea"—Cluj de a introduce progresul tehnic în fabricarea maşinilor textile.

INFORMAŢII

Nou aliaj de cupru cu conductibilitate electrică ridicată

În S.U.A. Olin Mathieson Chemical Corporation din East Alton (Illinois) a elaborat şi brevetat un nou aliaj de cupru, cu proprietăţi asemănătoare cu ale cuprului şi ale alamei, dar care prezintă şi proprietăţi speciale, astfel încît poate fi considerat ca un aliaj special rezistent la temperaturi ridicate.

Compoziţia chimică a acestui aliaj este 2,3 % Fe, 0,3 % P, restul cupru. Rezistenţa la tracţiune este cu 35 % mai mare decît aceea a cuprului electrolitic; conductibilitatea electrică este cu 68 % mai mare decît aceea a cuprului electrolitic şi cu 28 % mai mare decît aceea a alamei.

Noul aliaj este foarte indicat în fabricaţia pieselor electrice şi electronice la care este necesar să se mărească rezistenţa, menţinîndu-se o conductibilitate electrică ridicată; avînd de asemenea şi o conductibilitate termică ridicată, poate rezista la creşteri de temperatură.

În fabricaţia paletelor rezistente la coroziune se poate obţine o rezistenţă mai mare la aceeaşi greutate sau aceeaşi rezistenţă la o greutate mult redusă.

În fabricaţia ustensilelor de bucătărie, el poate fi folosit pentru o gamă foarte largă de astfel de piese, la un preţ de cost mai redus (prin reducerea grosimii pereţilor). Un alt avantaj al acestui material este că, dat fiind temperatura de recoacere ridicată, se menţine rezistenţa în regiunea sudurii care fixează mînerele, iar datorită fineţii structurii acestui aliaj manopera de lustruire este mult redusă.

Acest aliaj este produs sub formă de tablă de diferite grosimi.

Un nou cauciuc sintetic Alfin

În S.U.A. a fost elaborat un nou cauciuc sintetic pe bază de butandien, care prezintă proprietăţi superioare celor ale cauciucului SBR (stiren-butandien), denumit Alfin.

Pentru elaborarea acestui material s-au efectuat încercări încă din 1940 cînd s-a polimerizat numai butandienul, obţinîndu-se însă numai polimeri cu greutate moleculară foarte mare, 5—10 milioane, care dădeau un elastomer prea dur care avea nevoie de o cantitate prea mare de ulei mineral pentru a fi prelucrat, astfel încît încercările au fost abandonate. Ele au fost reluate însă în momentul cînd a fost posibilă modificarea greutăţii moleculare a polybutandienului prin anumiţi aditivi. Se adaugă la butandien 1,5 % din 1,4 dihidronaftalen ca moderator şi prin polimerizare se obţine un polibutandien care serveşte ca material de plastificare a amestecurilor; greutatea moleculară a polibutandienului este de 150 000 şi poate fi modificată prin proporţia de moderator adăugată. Rezultatele obţinute în laborator au fost confirmate într-o uzină pilot, materialul obţinut fiind superior cauciucului SBR printr-o rezistenţă mărită la uzură şi abraziune.

Tablă de nichel T. D. rezistentă la temperaturi înalte şi la coroziune

Întreprinderile Du Pont de Nemours & Cie au pus în vînzare un nou aliaj metalic sub formă de tablă de nichel T.D., care prezintă o tenacitate şi o rezistenţă la coroziune foarte ridicată în intervalul de temperaturi între 932 şi 1315°C. Spre deosebire de metalele refractare, la temperatura la care celelalte metale şi chiar superaliajele se topesc sau se înmoaie, este foarte ductilă şi poate fi ambutisată. Această tablă poate fi lipită; de semenea, se studiază, tehnologia de sudare a acestei table. Folosind noua tablă T.D. se vor putea rezolva numeroase probleme în proiectarea maşinilor care funcţionează la temperaturi înalte. Încercări recent efectuate au arătat că acest material va putea fi folosit în motoarele cu reacţie, avionele transonice şi supersonice, în aviaţia spaţială, în instalaţiile de rafinare a uleiurilor, în industria chimică, nucleară şi electronică, precum şi în instalaţiile de tratament termic al metalelor.

Proprietăţile înalte ale acestui aliaj rezultă din dispersia uniformă a particulelor foarte fine insolubile de oxid de toriu, cu diametrul de circa 25 mμ într-o masă de bază de nichel pur.

Elaborarea acestui aliaj se deosebeşte de procedeele obişnuite prin faptul că nici un moment metalul nu este în stare topită. Pulberea de nichel-oxid de toriu, produsă prin descompunere chimică, este comprimată prin presiune ridicată, obţinîndu-se o biletă solidă. Produsele finite, bare, tuburi sînt obţinute prin extruziune, iar tabla este laminată la rece după extruziune.

Răşini acetal armate cu fibre de teflon

În S.U.A. s-a obţinut un semiprodus din care se pot confecţiona cămăşi autolubrifiante, rulmenţi cu bile, paliere, segmenţi de piston etc. Noul material este obţinut prin dispersarea fibrelor de tetrafluoretilen într-o masă de răşină sintetică Debrin.

Profile din mase plastice armate cu fire de sticlă

În S.U.A. se fabrică profile din poliester armat, cu secţiuni normalizate, prin procedeu continuu pe o maşină de extrudat; se pot obţine astfel 240 profile diferite. Procedeul fiind continuu şi automat, preţul de cost este considerabil redus (30% economie la manoperă şi 20% economie de material). Viteza de fabricaţie este de 1m/min. Se pot obţine profile pînă la 132 cm lăţime; se pot prelucra şi alte materiale plastice, de exemplu spumă de poliuretan.

Diafragmă foarte flexibilă

O diafragmă pentru pompe, confecţionată din „Fluorlastic" a fost încercat la 10 milioane încovoieri fără să se rupă. Acest teflon are o rezistenţă la încovoiere de 10 ori mai mare decît teflonul obişnuit turnat. Diafragma confecţionată din acest material, sub formă de pulbere, prezintă proprietăţi de impermeabilitate de două ori mai ridicate decît diafragmele obişnuite.

Acoperirea cu nylon a unei piese metalice îi măreşte acesteia durata de viaţă de două ori.

Un piston din fier magnetic al unui releu acoperit cu un strat de nylon a funcţionat un interval de timp de două ori mai mare decît prin acoperire metalică (cromare).

Prin acest procedeu, preţul de cost este considerabil redus, suprimîndu-se două operaţii de prelucrare şi una de brasare, necesare pentru cromare.

Printr-un procedeu special, piesa poate fi acoperită cu un strat de nylon de 0,35 mm grosime. Un astfel de piston plonjor care se deplasează în interiorul unui tub poate funcţiona 15 milioane cicluri, în special datorită proprietăţilor autolubrifiante ale nylonului.

Frezarea la rece a superaliajelor

În S.U.A. s-a constatat că frezarea la —56°C a aliajelor refractare se efectuează într-un timp de 20 ori mai redus decît aceeaşi operaţie la temperatura ambiantă. Piesa se prelucrează pe o maşină de frezat obişnuită modificată, prevăzută cu un tub flexibil prin care se introduce bioxid de carbon lichid pînă în punctul unde tăişul sculei atinge piesa. Gazul poate fi eventual recirculat. În fară de faptul că durata operaţiei este mult mai scurtă, se constată şi o durată de viaţă a sculelor mult mai lungă.

Spumă de poliuretan rigidă, cu proprietăţi izolante ridicate

În Franţa s-a pus în vînzare un compus de polyisocianat pe bază de anilină, folosit ca material izolant cu numeroase şi variate aplicaţii.

Datorită proprietăţilor izolante, unei absorbţii scăzute a umidităţii şi rezistenţei lor ridicate, spumele de poliuretan rigide sînt folosite din ce în ce mai mult în instalaţiile refrigerente şi în construcţii, unde permit o reducere a grosimii pereţilor, asigurînd în acelaşi timp un plus de rezistenţă.

Datorită faptului că sînt rezistente la uleiuri şi la benzine, sînt folosite în construcţia vapoarelor. Dat fiind că sînt rezistente la foc, sînt folosite la căptuşirea tunelelor de mină.

De asemenea, aceste materiale sînt folosite pentru evitarea deteriorării suprafeţei podurilor prin efectul îngheţului şi dezgheţului, precum şi pentru protecţia şi etanşarea instalaţiilor electrice, la ambalaje etc.

Prin noua compoziţie chimică se pot obţine astfel de materiale cu o densitate foarte redusă, fără ca cele mai interesante proprietăţi să fie reduse.

Debitmetre cu turbină pentru gaze

Realizarea debitmetrelor pentru gaze este mult mai dificilă decît a celor pentru lichide din cauza forţelor mult mai reduse care acţionează.

Reducîndu-se la minim forţele de frecare, s-au putut construi debitmetre de 15 cm diametru pentru un domeniu cuprins între 65 şi 540 m^3/h.

Un aspect caracteristic noilor debitmetre îl constituie existenţa unui magnet permanent care, echilibrînd greutatea rotorului aparatului, micşorează frecările în lagărele respective.

Pierderea de presiune în dispozitiv, pentru debitul de 540 m^3/h, este de numai 5.10^{-3} kgf/cm².

Tîrg internaţional plutitor

În scopul de a face cunoscută industria japoneză şi pentru a prezenta realizările tehnice respective, a fost trimis în diferite ţări europene un vas special echipat, ca expoziţie plutitoare.

Vasul deplasînd 12 628 t este complet automatizat şi echipat cu un sistem de comandă şi control la distanţă.

Expoziţia cuprinde 400 de standuri din care 330 sînt rezervate exponatelor, 44 servesc drept cabinete pentru consultaţii comerciale, iar 6 sînt destinate pentru documentare.

Toate încăperile posedă instalaţii de condiţionare a aerului. Spaţiul util este repartizat astfel: 27% — maşini-unelte, 25% — aparataj electric şi instalaţii pentru telecomunicaţii, 18% — material pentru transporturi, 11% — maşini de precizie, iar restul este afectat oţelului, metalelor neferoase, textilelor etc.

Standurile referitoare la domeniul electronicii şi opticii atrag cei mai mulţi vizitatori.

Revista Revistelor

Automobiltechnische Zeitschrift, nr. 4/1964: *Hirao, O.* — Autoturisme japoneze; *Koessler, P.* — Siguranţa de mers prin stabilitatea direcţiei; *Chiesa, A.* şi *Oberto, L.* — Comportarea la vibraţii a automobilului; *Eckert, B.* — Asupra dezvoltării automobilului cu turbină cu gaze; *Bensinger, W. D.* — Motoare cu piston rotitor pentru automobile; *Brunner, M.* şi *Ruf, H.* — Laboratoarele EMPA pentru încercările combustibililor şi lubrifianţilor.

Motortechnische Zeitschrift, nr. 4/1964: *Luley, W.* — Tîrgul din Hanovra 1964 — Expoziţia de motoare cu ardere internă; *Kern, G. H.* — Motoare navale de propulsie fără turaţie limitată; *Scobel, H.* şi *Strauss, Th.* — Comandă pneumatică la distanţă pentru motoare navale de mare putere; *Maass, H.* — Dezvoltarea motorului Deutz B/AM528; *Höfken, W.* — Asupra frecvenţelor de oscilaţie a acului injectorului; *Pinnekamp, W.* şi *Jorn, R.* — Noi elemente de torsiune din cauciuc pentru cuplajele flexibile; *Poppinga, R.* şi *Richter, Th.* — Motoarele industriale Volkswagen; Prezentarea exponatelor expoziţiei din Hanovra; *Eckert, B.* — Turbina cu gaze de aviaţie Daimler — Benz PTL 6/DB; Turboagregate BBC. **Nr. 5/1964**: *Zinner, K.* şi *Reulein, H.* — Cercetarea termodinamică a aplicării răcirii la turbosupraalimentarea motoarelor Diesel în patru timpi; *Wallace, F. J.* — Comparaţie între sistemul pulsatoriu şi cel de presiune constantă la motoarele Diesel cu supraalimentare înaltă; *Petak, H.* — Experimentări cu pulse-convertoare simple la motoare Diesel în patru timpi; *Seifert, A.* — Motorul cu ardere internă în agricultură; *Grobuschek, F.* — Rezistența la oboseală a materialelor de lagăre; *Kolb, W.* — Turbină centrifugală cu un etaj (II).

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 5/1964: *Trepenenkov, I. I.* — Asupra determinării eficienței tractoarelor şi maşinilor agricole; *Velicikin, I. N.* — Căile de creştere a eficienței şi durabilității motoarelor de tractor; *Vohteli, V. Iu., Argunov, L. S.* şi *Breinman, F. A.* — Tensiuni de montaj în chiulasă; *Lebedev, A. T.* şi *Kodenko, M. N.* — Instalație pentru studiul sistemelor de conducere automată a tractoarelor cu transmisie hidrostatică; *Micikin, I. A.* — şi *Kopîlov, M. K.* — Creşterea siguranței de funcționare a injectoarelor; *Boklag, V. M.* — Creşterea rezistenței autotractoarelor cu ramă articulată; *Vulah, G. Ia.* — Dependența funcționării variatoarelor cu fricțiune de regimul de lucru al motorului; *Şevțov, P. P.* şi *Kuznețov, N. G.* — Influența măririi vitezei asupra randamentului tractoarelor cu roți; *Sîsoev, N. I.* — Eficacitatea separării semințelor şi evaluarea ei; *Barabaş, A. K.* şi *Grozubinskii, V. A.* — Separator pentru curățirea semințelor de sfeclă de zahăr OKS — 4,0 A; *Derebenko, V. V., Popov, L. S.* şi *Kozlov, E. I.* — Aparat planetar cu mai multe acte pentru separarea ştiuleților; *Pogodin, N. G.* — Încercarea dispozitivului PKF şi a regulatoarelor automate de încărcare a combinei de treierat SK-4; *Bosoi, E. S., Gutorov, V. I.* şi *Popov, B. A.* — Funcționarea cuțitelor aparatelor de tăiere ale maşinilor de recoltat; *Jeleznikov, V. A.* şi *Bogomiadkin, V. A.* — Asupra alegerii unor parametri ai combinei „Hersoneț-3"; *Savin, V. I.* — Determinarea experimentală a rezistenței dinamice a căpițelor de fîn şi paie; *Kusov, T. T.* — Elemente teoretice şi studiul procesului de separare a tuberculelor de cartofi de bulgării de pămînt şi pietre; *Vîsotkii, A. A.* şi *Kleiman, G. T.* — Dispozitiv pentru prelucrarea diagramelor prin metoda vîrfului; *Ciubarin, M. I.* — Maşini pentru plantat răsaduri SUP-4A; *Krutkov, A.* şi *Izotov, I. S.* — Stație mobilă de pompare NSP-960; *Beghidjanova, A. P.* şi *Zilberg, In. Ia.* — Folosirea materialelor plastice în construcția de tractoare; *Kalotuşkina, A. P.* — Experiența de muncă în planificarea prețului cu ridicata la maşinile agricole; *Kopîlov, M. K.* — Vehicul tot-teren uşor „Gaflinger-700 AP"; *Korerighin, In. I.* — Încărcător frontal pentru tractor; *Kolcin, N. N.* — Particularitățile constructive ale sortatorului de cartofi FRG.

Rivista di meccanica, nr. 321/1964: *Speranza, E.* — Controlul automat al legii de aşchiere la maşinile de rectificat; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic; *Truci, M.* — Osciloscoapele electronice şi aplicațiile lor în mecanică; *Sammarco, L.* — Benzile transportatoare, calculul şi utilizarea lor; *Heuveu, A. F. Van* şi *Muntendam, J.* — O nouă matriță pentru prese de serie mică şi medie; *Luciani, V.* — Industria electronică deschide noi căi automatizării; *Minaire, C.* — Metrologia de atelier, măsurarea şi controlul filetului. **Nr. 322/1964**: *Del Zanna, A.* — Un adaos folositor la calibrul cu cursor; *Sherwood, P. W.* — Considerații în legătură cu darea în antrepriză a întreținerii; *Lombardi Cerri, G. L.* — Prelucrarea tablei; — Maşinile-unelte cehoslovace la Tîrgul Internațional de la Brno; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare; *Leolini, I.* şi *Tocci, A.* — Tehnologia frezării chimice a aluminiului şi aliajelor sale. **Nr. 326/1964**: *Derossi, P.* — Perspectivele şi problemele documentării în industria mică şi mijlocie; *Ranzi, G.* — Ciclul de lucru şi timpii de prelucrare pentru o piesă mecanică; *Benoffi, U.* — Turnarea oțelului sub vid şi importanța procedeului pentru realizarea pieselor mari forjate; *Cola, G.* — Cercetări de laborator în legătură cu uzura mecanică privind în special fontele; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare. **Nr. 327/1964**: *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic: turnarea; *Gatti, V.* — Strungurile de copiat automate „Canavese" tip CG-150 FA şi CG-230 FA; *Ranzi, G* — Ciclul de lucru şi timpii de prelucrare pentru o piesă mecanică; *Cola, G.* — Cercetări de laborator în legătură cu uzura mecanică privind în special fontele; *Strasser, F.* — Ungerea tablei de ştanțat; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare. **Nr. 328/1964**: *Cola G.* — Cercetări de laborator în legătură cu uzura mecanică privind în special fontele; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare; *Conn, H.* — Tăierea cu foarfece hidraulice; *Caja, E.* — Cînd şi cum este corespunzătoare automatizarea; *Carcano, G.* — Industria mecanică şi comunitatea economică europeană; *Bevilacqua, E.* — Punerea la pămînt şi priza de pămînt.

La marina italiana, nr. 2/1964: *Murray, J. M.* — Rezistența structurală a navelor pentru transportul încărcăturilor în vrac; *Müller, A.* — Convenția internațională de la Mantova în legătură cu navigația internă. **Nr. 4/1964**: *Delbene, G.* — Importanța forțelor de tăiere în structura navelor studiate cu ajutorul metodei grinzilor cu sprijin continuu elastic; *Breglia, R.* — Spațiul de oprire a navelor în raport cu pericolul de ciocnire; *Brandolin, L.* — Standardizarea europeană a fluviilor navigabile; — O nouă instalație de sudură cu arc protejat cu CO_2; — Un aditiv eficient pentru combustibili.

Der Maschinenbau, nr. 5/1964: Progresul tehnic în slujba comerțului internațional liber; *Richter, J., Stärtzel, W.* şi *Züllich, H.* — Dezvoltarea maşinilor construite pentru condiții optime de lucru; *Kunze, G.* — Asigurarea securității la maşinile prezentate la Tîrgul internațional de la Leipzig 1964; *Sprenger, J.* — Tehnica formării prin presare; *Haberacher, H.* — Maşini de rectificat de la Tîrgul internațional de la Leipzig 1964; *Skutnik, A.* — Standardizarea şi economicitatea; *Klaus, R.* — Maşini-unelte cu comandă program pneumatice şi pneumohidraulice; *Clement, C.* — Posibilitățile asocierii instalațiilor de măsură şi comandă la maşinile-unelte; *Kaiser, H.* — Patru ani de funcționare a laminoarelor din Karl Marx-Stadt; *Herrlich, M.* — Aplicarea şi prevenirea vibrațiilor mecanice în tehnică (continuare).

Maschinenbautechnik, nr. 5/1964: *Hofman* — Îndatoririle constructorilor; *Püschmann, H.* — Realizarea unui dispozitiv pentru maşinile-unelte de prelucrare a metalelor prin presare şi aşchiere cu mecanism bielă-manivelă; *Möhmel, F.* — Pierderile energetice ale preselor cu excentric; *Lorenz, W.* — Pierderile energetice ale maşinilor automate de formare; *Kleditzsch, G.* — Diagrame de încărcare a maşinilor automate de aşchiere; *Müller S.* — Aplicațiile izotopilor radioactivi la controlul şi supravegherea preselor şi liniilor automate; *Heymann, J.* — Încercarea optică a transmisiilor cu roți dințate conice; *Stündel, D.* — Construcția manivelelor cu mişcare spațială ale transmisiilor cu mecanism bielă-manivelă pentru coordonarea mişcărilor de rotație şi translație; *Wächter, A.* — Rigiditatea axelor cardanice; *Kunad, G.* — A patra consfătuire poloneză asupra teoriei maşinilor şi mecanismelor; *Bögelsack, G.* — Tehnica mecanismelor la al optulea colocviu internațional de la Institutul de învățămînt tehnic superior din Ilmenau.

Materialprüfung nr. 1/1964: *Wellinger, K.* — Începutul fluajului şi efectul consolidării barelor de flexiune la materialul cu limite de elasticitate superioară şi inferioară bine definite; *Oppel, G.* — Determinarea nedistructivă a contracțiilor interne prin măsurarea durității la suprafața corpurilor metalice; *Peiter, A.* — Determinarea teoretică şi experimentală a contracțiilor reziduale de răsucire. **Nr. 5/1964**: *Lucas, G.* şi *Weigel, L.* — Determinarea radiografică a contracțiilor interne în martensita şi austenita oțelurilor călite; *Nebe, G.* şi *Stenger, H.* — În legătură cu determinarea curbelor de fluaj pe epruvetele de oțel; *Varga, T.* şi *Marincek, B.* — Influența razei de crestare asupra rezilienței oțelului; *Schumann, H.* şi *Held, J.* — Influența martensitei ε asupra alungirii şi fluajului oțelurilor austenitice cu mangan.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 3/1964: *Müller, S.* — Posibilitățile de normare ale tehnologiei de grup; *Wagner, L., Gersch, F.* — Planificarea, organizarea şi controlul producției în atelierele specializate pe repere; *Bergner, R.* — Aplicarea metodelor matematice la tehnologia de grup; *Scholwag, E.* — Experiența aplicării tehnologiei de grup la matrițare; *Voigtländer, H.* — Tehnologia de grup în atelierele de montaj din construcția de maşini; *Messbauer, R.* — Productivitatea muncii, prețul de cost şi automatizarea; *Voss, L.* — Calculul eficacității economice a atelierelor centrale de strunguri automate; *Rudolph, H. J.* — Aspecte asupra alcătuirii elastice a liniilor de maşini automate; *Rockstroh, W.*, *Appelt, G.*, *Graus, E.* — Discuţii asupra articolului „Economicitatea construcţiilor compacte"; *Siegel, R.* — Rezistenţa la deformare a oţelului prelucrat la cald; *Möckel, L.*, *Schütt, U.* — Utilizarea oţelului fără nichel la fabricarea ştanţelor. **Nr. 5/1964**: *Hammacher, W.* — Problemele conducerii socialiste a personalului; *Möckel, L.* şi *Altmann, W.* — Stadiul actual şi perspective în construcţia şi funcţionarea cuptoarelor pentru secţiile de forjă; *Pitschke, G.* şi *Mehlhorn, H* — Un nou dispozitiv pentru măsurarea uzurilor muchiilor tăietoare ale ştanţelor şi a înălţimii bavurilor pieselor ştanţate; *Neubert, A.* şi *Schreiber, H.* — O metodă modernă de fabricare a ştanţelor complexe; *Degner, W.* — Forţele de tăiere la strunjirea grafitului de electrozi; *Schmidt, W.* — Procese tehnologice interschimbabile de execuţie a profilelor arborilor canelaţi cu ajutorul dornului de egalizare; *Thalemann, M.* — Metodă de determinare a durităţii corpurilor abrazive cu ajutorul cuţitului de alezat; *Rosypal, J.* şi *Hejny, F.* — Automatizarea ridică productivitatea muncii; *Hammer, R.* — Cementarea deschide posibilitatea creşterii productivităţii muncii în construcţia de maşini; *Mainka, J.* — Călirea prin inducţie a roţilor dinţate prin metoda complexă; *Beier, G.* şi *Urbahn, W.* — Creşterea productivităţii muncii prin rezolvarea problemelor de proiectare prin aplicarea planificării bi- şi tridimensionale; *Heinrich, G.* — Element de mişcare — criteriu de comparaţie la determinarea gradului de automatizare a proceselor tehnologice; *Feix, H.* — Evaluarea economică a modificărilor tehnice; *Kiethe, N.* — Determinarea eficienţei în proiectarea maşinilor electronice din întreprinderile de stat; *Radzikowski, W.* — Analiza regresivă pentru determinarea cheltuielilor de timp în producţia de serie; *Jarzecki, R.* — Metode simplificate de organizare a preţului pe baza indicatorilor.

Die Technik, nr. 4/1964: *Kulka, H.* — Formarea personalităţii, o problemă a conducerii; *Frühauf, U.* — Elemente electronice moderne utilizate în tehnica comunicaţiilor — construcţie şi tendinţe de dezvoltare; *Donskoi, A. W.*, *Conrad, H.* — Generator de frecvenţă medie cu supape de descărcare a gazului pentru încălzire prin inducţie; *Hammerich, R.* — Controlul straturilor superioare ale atmosferei în cursul Anului Internaţional al Soarelui calm; *Löffler, H.* — Măsurarea radiometrică a presiunii; *Heinrich, G.* — Cercetări în legătură cu dezvoltarea compresorului ermetic; *Kraft, G.* — Problema circulaţiei apei în instalaţiile de încălzire a apei; *Riebel, K.*, *Wolfel, J.* — Calculul variaţiilor de stare în conducte; *Dallach, G.* — Încercarea rezistenţei la oboseală a epruvetelor de răşini de poliester armate cu fibre de sticlă; *Kuntschke, Ch.* — Un nou regulament de organizare a controlului tehnic în sprijinul îmbunătăţirii calităţii. **Nr. 5/1964**: *Kulka, H.* — Consideraţii psihologice asupra problemelor productivităţii; *Gubkin, A. N.* — Electreţii — materiale noi pentru industrie; *Frühauf, U.* — Elemente electronice moderne în tehnica comunicaţiilor — construcţie şi tendinţa de dezvoltare; *Nestler, C. G.* — Tehnica izolării — metodă modernă pentru cercetarea structurii; *Schütze, W.* — Studiul încercării durităţii magnetice a oţelurilor pentru lagăre de rostogolire; *Peters, G.* — Construcţii industriale compacte şi combinate — o necesitate economică; *Gnilke, W.* — Sarcina admisibilă a unui corp de alunecare plat, elastic; *Kliemand, W.* — O metodă de depistare a amorselor de rupere ale elementelor de construcţie supuse la solicitări dinamice; *Hentschel, P. J.* — O metodă grafică pentru calculul radiatoarelor; *Heinrich, W.* — Cercetarea ştiinştiinţifică — necesitate în planificarea din industria materialelor plastice; *Börner, H.* — Protejarea individuală a auzului; A treia consfătuire a Uniunii internaţionale pentru încercarea nedistructivă a materialelor, de la Kiev; *Henke, H.* şi *Prietsch, W.* — Metode de formare a specialiştilor, maiştrilor, tehnicienilor şi inginerilor din domeniul lubrificaţiei; *Hoffmann, H.* — Catalogul de elemente de construcţie ZIA — ajutor pentru proiectele de automatizare. **Nr. 6/1964**: *Hansen, F.* — Consideraţii asupra dezvoltării construcţiilor; *Kulka, M.* — Probleme psihologice în cadrul cursului de dezvoltare şi de introducere a tehnicii noi; *Albrecht, J.* — Fabricarea elementelor de semiconductoare; *Sternkopf, J.* şi *Lüdke, G.* — Pulverizarea la flacără a materialelor ceramice; *Rennicke, H.* şi *Däberitz, M.* — Fabricarea şi utilizarea articolelor de polistiren; *Schulz, S.* — Elemente de construcţie din material plastic armat cu fibre de sticlă, supuse la sarcini dinamice; *Begand, H.* — Corodarea instalaţiilor subterane şi combaterea ei; *Gruhn, G.* — Studiul termodinamic asupra corelaţiei dintre forţă şi căldură în procesele din turbinele cu gaze; *Siewert, G.* şi *Stegmann, H.* — Controlul statistic de calitate al plăcilor de plumb pentru protecţie împotriva radiaţiilor; *Kunz, F.* — Cercetări asupra transformării izotermice a fontei cenuşii în austenită; *Heise, O.* — Cercetări asupra unui fund de conductă special, pentru construcţia aparatelor; *Kollberg, L.* — Determinarea planurilor optime de separare ale pieselor turnate cu ajutorul dispozitivului ZRA 1.

Cehoslovaţkaia tiajelaia promîşlennosti, nr. 6/1964: *Mlinář, M.* — Aniversarea unei mari întreprinderi; *Škrábal, M.* — Posibilităţile şi importanţa economică a construcţiei combinatelor de zahăr; *Polák, J.* — Staţii de defenolizare a apelor reziduale; *Josif, J.* — A 75-a aniversare a oţelurilor POLDI; *Zeithaml, J.* — Îndreptarea tablelor pe maşinile XRM; *Cvilinek, A.* — Linie automată TPZ pentru buloane.

Jemná mechanika a optika, nr. 3/1964: *Rafaj, Vl.* — Măsurarea precisă a intensităţii şi fluxului luminos; *Hadja, J.* — Un nou sistem de interferenţă-dispersie; *Solc, I.* — Discontinuitatea imaginii în lentilele bifocale; *Smida, Z.* — Strunjirea pe lungimi mari pe maşinile automate; *Rajkovič, M.* — Instrumente hidromecanice pentru măsurarea presiunilor; *Hanak, B.* — Dinţii în cadrul preciziei tehnice şi a proiectării instrumentelor de măsură; *Holanek, S.* — Producţia de serie mică a pieselor din material plastic în tehnica instrumentelor medicale. **Nr. 4/1964**: *Hanak, B.* — Dinţii în cadrul prizei tehnice şi al proiectării instrumentelor de măsură; *Klabazňa, J.*, *Prisme Dove*, *Hadja, I.* — Un nou sistem de interferenţă-dispersie; *Zeman, E.* — Cîteva probleme în legătură cu folosirea materialului plastic în tehnica medicală; *Krysa, J.* — Noi instrumente medicale ale institutului din Praga în cadrul maladiilor circulaţiei sîngelui; *Malaník, L.* — Ferestre pentru cabinele de proiecţii; *Schlesinger, A.* — Proiectorul DD 2 000 pentru scenă; *Skopal, J.* — Noi utilizări ale filmului de 8 mm.

Gep, nr. 5/1964: *Fleischer, J.* — Maşini automate de înaltă productivitate pentru prelucrarea carterului motoarelor electrice; *Károly, B.* — Studiul condiţiilor de tăiere a sculelor pentru şeveruit; *Végh, Z.* — Principii de construcţie a strungurilor de înaltă precizie, luînd în considerare calitatea produselor; *Szentgyörgyvári, Ö.* — Problemele determinării gradului de automatizare; *Györfi, G.* — Studiul presiunii aşchiilor produse la strunjire; *Molnar, D.* — Folosirea şaibelor de siguranţă confecţionate din tablă; *Török, T.* — Raport cu privire la 10 ani de activitate a Comisiei de analiză spectrală, grup de încercarea materialelor.

Revista Construcţia de Maşini, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu. Telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — cont 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5. Tiparul:
Întreprinderea poligrafică „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti. c. 2692

41 023

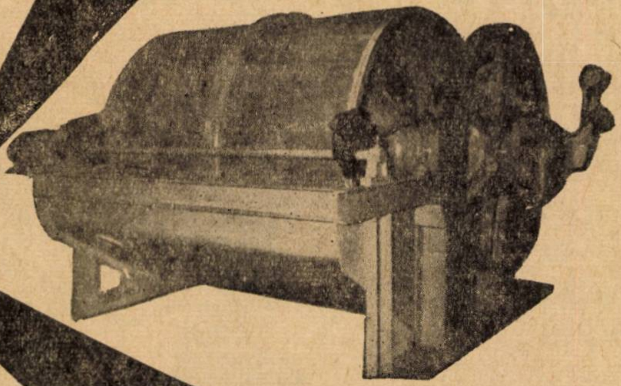
ORSZ. MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

U.M.M.U.M.

BAIA MARE
Str. Baia Sprie nr. 170, telefon 1078

fabrică:

ALIMENTATOARE CU PLĂCI, CU SANIE ŞI ROTATIVE
AGITATOARE MECANICE
CELULE DE FLOTARE
CIURURI VIBRATOARE
CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ
FILTRE DE VID
ÎNGROŞĂTOARE
POMPE DE TULBUREALĂ
VAGONETE DE FUNICULAR
BILE ŞI BARE PENTRU MORI DE MĂCINAT MINEREU etc.



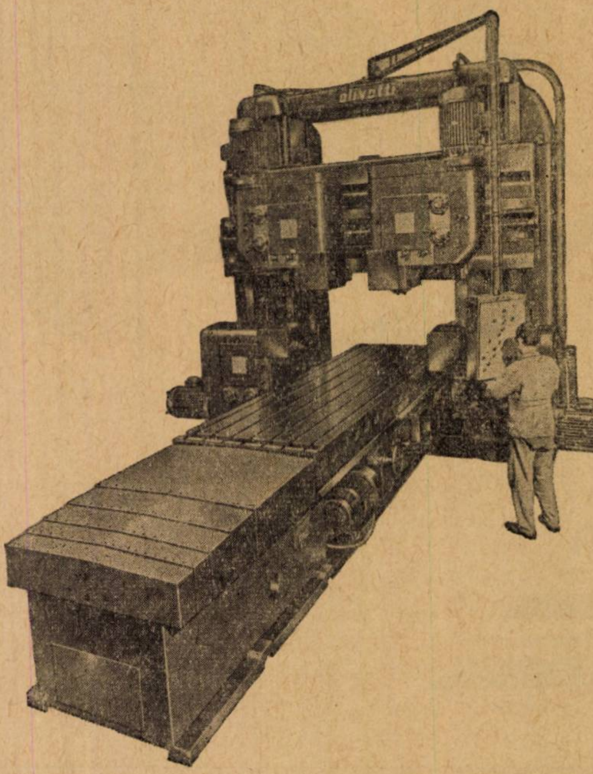
O VEDERE DE ANSAMBLU ASUPRA INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI DIN ŢĂRILE SOCIALISTE VEŢI AVEA CU OCAZIA TÎRGULUI INTERNAŢIONAL DE LA BRNO

• Participă firme cu renume mondial din aproape 50 de ţări. • Posibilităţi de a stabili şi de a dezvolta relaţii comerciale avantajoase. • Mărfurile sînt expuse pe ramuri şi sînt puse în evidenţă următoarele grupe: maşini-unelte pentru prelucrare prin aşchiere şi deformare, echipamente energetice, maşini pentru industria chimică şi alimentară, tehnica transporturilor, tehnica agricolă, maşini pentru industria textilă, a pielăriei şi cauciucului • Un bogat program ştiinţific şi tehnic • O conferinţă internaţională a ziariştilor specializaţi în presa tehnică • Un prilej pentru a cunoaşte Republica Socialistă Cehoslovacă.

BRNO *6 — 20 septembrie 1964*

Maşini de frezat longitudinale Olivetti pentru lucrări mijlocii şi grele

Construcţia excepţional de rigidă, greutatea mare şi blocajele sigure, fac ca maşinile de frezat longitudinale Olivetti FP6, FP9, FP12 şi FP16 să poată realiza lucrările cele mai grele. Se construiesc două tipuri: maşini de utilizare normală, destinate prelucrării pieselor individuale sau de serie mică, echipate cu capete de frezat U25 sau U32, cu electromotor de 25/32 CP, prevăzute cu dispozitiv pentru variaţia vitezei şi cu alte dispozitive la cerere (deplasarea capului prin comandă separată în sens transversal şi paralel cu axul mandrinei, fapt ce permite realizarea operaţiilor de alezare — dispozitive electronice pentru determinarea avansurilor etc.); maşini de mare productivitate, echipate cu capete de frezare UP25 sau UP32, cu ciclul programat în cele două sensuri de deplasare longitudinală a mesei şi prevăzute cu trei dispozitive de comandă (înainte — oprire — înapoi).



Maşină de frezat longitudinală FP12/U25/4000 model PLL 22

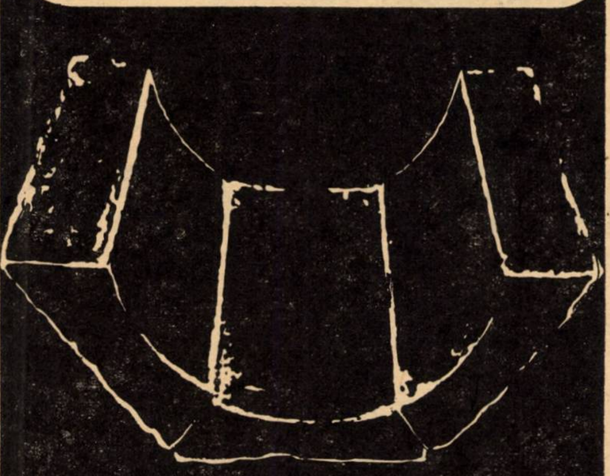
olivetti

Caracteristicile capului de frezare	**U 25—U 32**	**UP 25—UP 32**
Conul mandrinei	69,850 mm (2''3/4)	107,950 mm (4''1/4)
Flanşa mandrinei	221,44 mm (N60)	221,44 mm (N60)
Diametrul mandrinei pe suportul anterior	160 mm	160 mm
Diametrul maxim al frezei (pentru fontă sau oţel)	600 mm	600 mm
Diametrul maxim al frezei sub cot	400 mm	400 mm
Reglajul axial	350 mm	350 mm
Trepte de turaţie pentru mandrină	36	10
Gama normală de turaţii	18—1 000 rot/min	25—200 rot/min
Gama lentă (maximum 18 CP)	—	12,5—100 rot/min
Gama rapidă	—	50—400 rot/min
Electromotor pentru mandrină, cu 4 poli (la cerere)	25—32 CP	25—32 CP

Caracteristicile mesei			
Cursa mesei	3 000	4 000	5 000 mm
Lungimea mesei	3 350	4 350	5 350 mm
Electromotor cu 4 poli	24,5 CP		
Greutatea maximă a piesei	10 000	13 000	16 000 kgf
Lăţimea mesei	1 250 mm		
Canalele mesei (număr x lăţime)	7 x 28 mm		
Distanţa dintre axele canalelor	175 mm		
Viteza de avans pentru N36	28—1 600 mm/min		
Viteza în cursa rapidă (liberă)	5 000 mm/min		

olivetti **Maşini—unelte,** ing. C. Olivetti & C., S.p.A., San Bernardo d'Ivrea (Italia)

MANSFELD



VERSCHLEISS
SCHUTZ
MATERIAL

Material de protecţie contra uzurii, din zgură de cupru

Plăci, jgheaburi, tuburi, coturi şi piese de forme speciale.

Cea mai mare rezistenţă la uzură şi presiune, stabilitate la acţiunea acizilor şi la temperaturi pînă la 800°C.

Materialul de protecţie contra uzurii Mansfeld asigură o mare economicitate.

Cereţi oferta noastră specială.

Fabricant: VEB MANSFELD Combinatul Wilhelm Piek Eisleben

Export prin: **BERGBAU-HANDEL**

SOCIETATEA PENTRU IMPORT-EXPORT DE PRODUSE MINIERE BERLIN, W 8 — OTTO NUSCHKE STRASSE, 55

Abonaţi-vă

PE ANUL

1965

LA REVISTELE

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ŞI ELECTRONICA

TRANSPORT VERTICAL

RAPID — EXPERIMENTAT — ECONOMIC

ASIGURAT DE

ASCENSOARE

(MONTECHARGE)

DE CONSTRUCȚIE POLONEZĂ

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

CENTROZAP

oferă instalații cunoscute pentru calitatea lor:

— ASCENSOARE PENTRU PERSOANE forța de ridicare: de la 4 la 10 persoane (de la 320 la 800 kgf)	— pentru imobile de locuit, birouri, clădiri comerciale etc.
— ASCENSOARE PENTRU MATERIALE și — ASCENSOARE PENTRU MATERIALE-PERSOANE forța de ridicare: de la 500 la 4 000 kgf	— pentru întreprinderi industriale, depozite, întreprinderi comerciale importante etc.

precum și construcții speciale:

— ASCENSOARE PENTRU SPITALE forța de ridicare: 500 kgf	— pentru spitale, institute de readaptare, sanatorii etc.
— ASCENSOARE MICI PENTRU MATERIALE forța de ridicare: 100 sau 200 kgf	— de mare utilitate pentru transporturi interne între sectoare sau locuri de muncă

— Deservire ușoară (comanda adaptată necesităților)
— Coeficient de siguranță maxim
— Exploatare economică
— Funcționare fără defecte
— Construcție modernă
— Execuție îngrijită

Pentru toate informațiile a se adresa: EXPORTATORULUI EXCLUSIV

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR
CENTROZAP
KATOWICE, LIGONIA 7, POLONIA
TELEFON: 51.00.61 ◆ TELEX: 31 — 242
Adresa telegrafică: **CENTROZAP** — KATOWICE

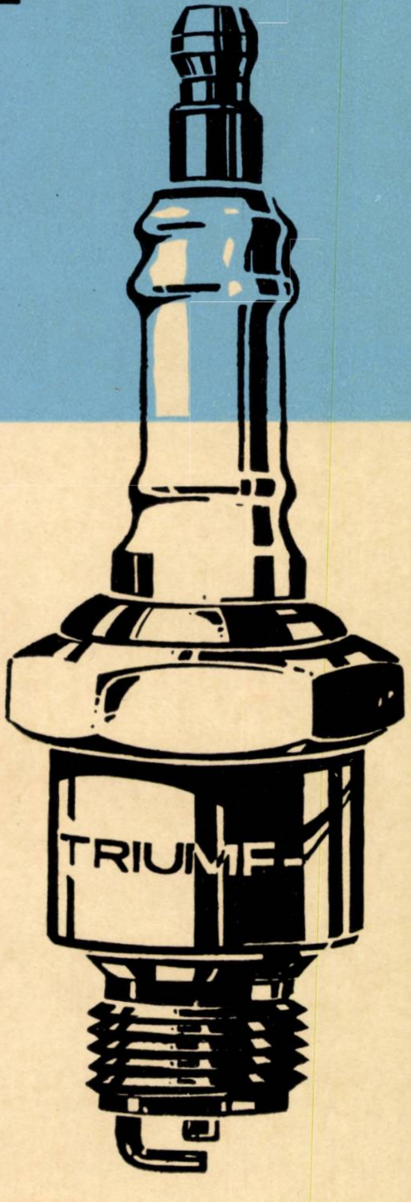
Pentru orice informație necesară vă puteți adresa:

BIROULUI CONSILIERULUI COMERCIAL AL POLONIEI
B-DUL AVIATORILOR NR. 24 — BUCUREȘTI

I. P. I. c. 2692

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF” în motorul dv.!



Bujia TRIUMF

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE;
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE;
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT;
PERMITE UN REGLAJ UȘOR;
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

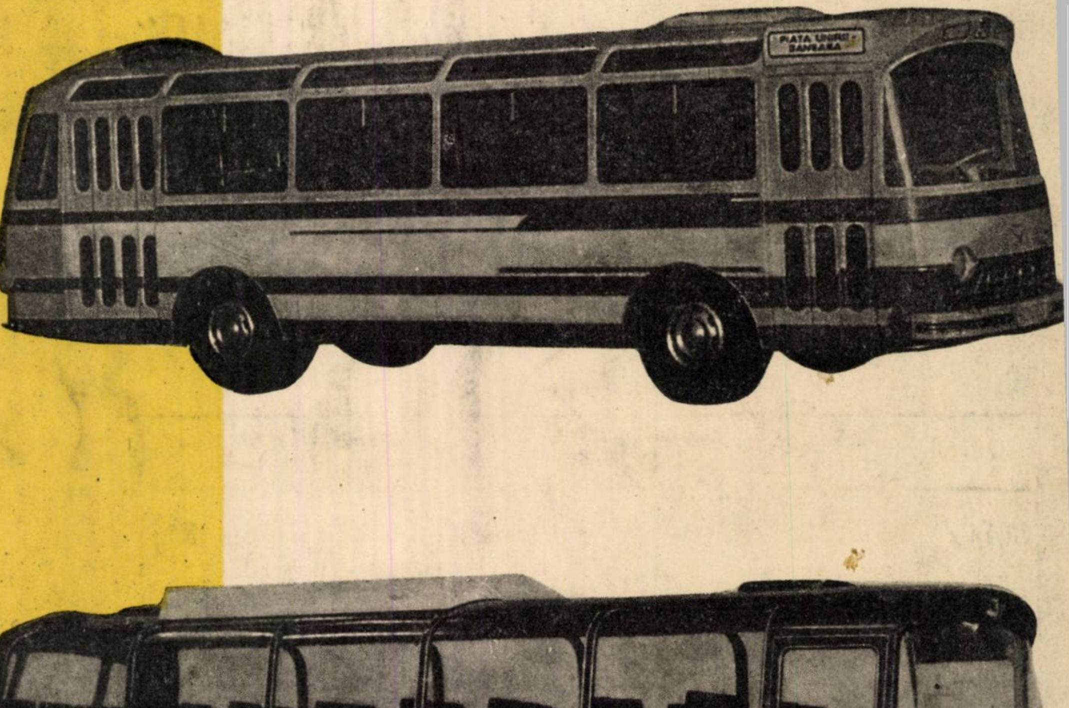
Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei	Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95	M 18 x 1,5	45	M 18—45
	145	M 14—145		95	M 18—95
	175	M 14—175		145	M 18—145
	195	M 14—195		175	M 18—175
	225	M 14—225		195	M 18—195
	240	M 14—240		225	M 18—225
	260	M 14—260		240	M 18—240
	195	M 14L—195		145	M 18C—145
	310	M 14LX—310		175	M 18C—175
	370	M 14LX—370		225	M 18C—225

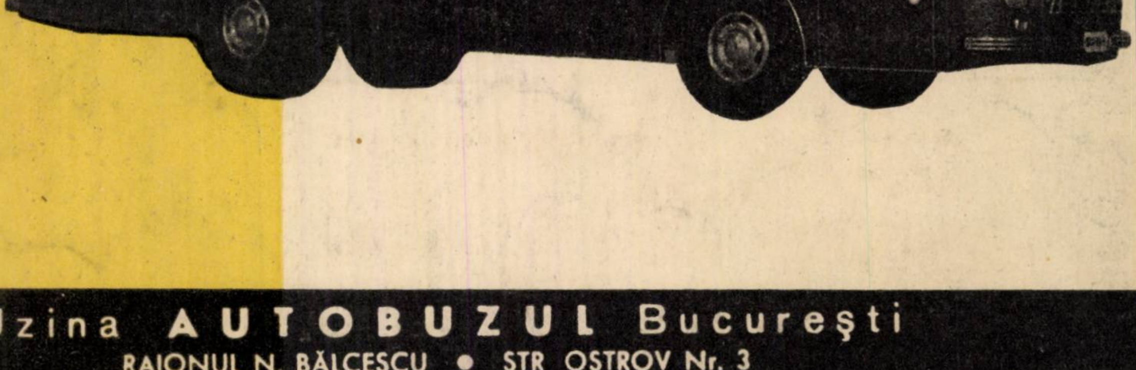
L = bujii cu filet lung (19 mm)
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
C = bujii cu scaun conic

Triumf

UZINA
AUTOBUZUL
BUCURESTI
produce:



Autobuze
urbane
de medie
capacitate



Autobuze
interurbane
de medie
capacitate

Uzina **AUTOBUZUL** Bucureşti
RAIONUL N. BĂLCESCU • STR OSTROV Nr. 3

E 5279

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

8

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 8 • AUGUST 1964

UZINELE

STEAGUL ROȘU

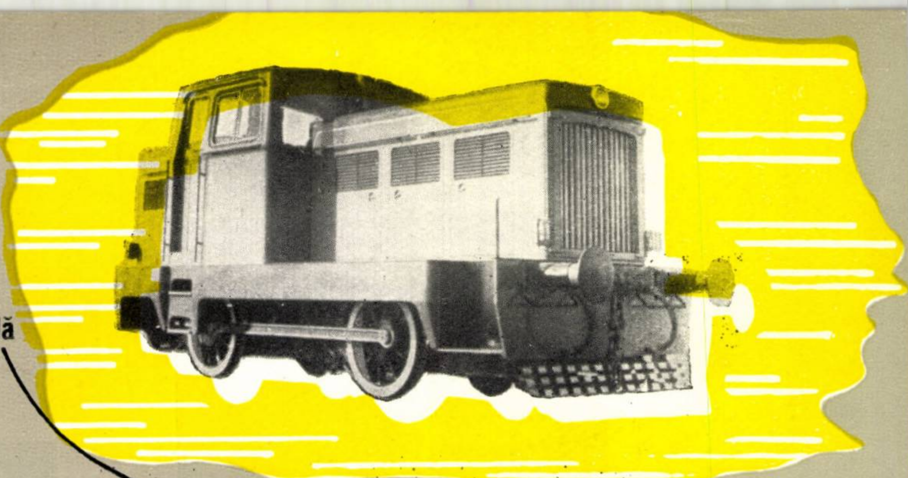
BRAȘOV

produc

autocamioane de 3 și 5 t.

E 3279

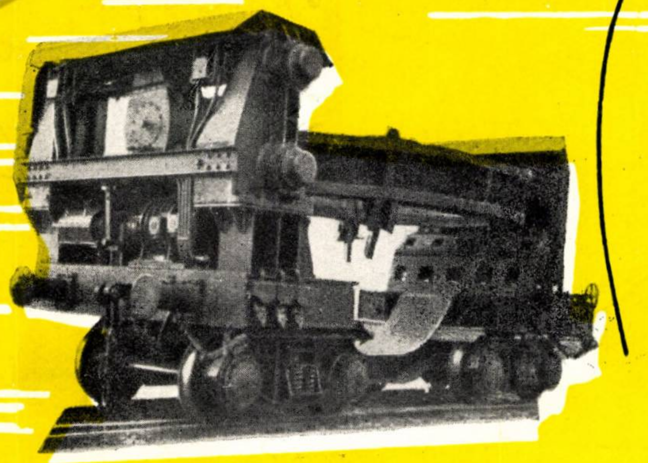
R

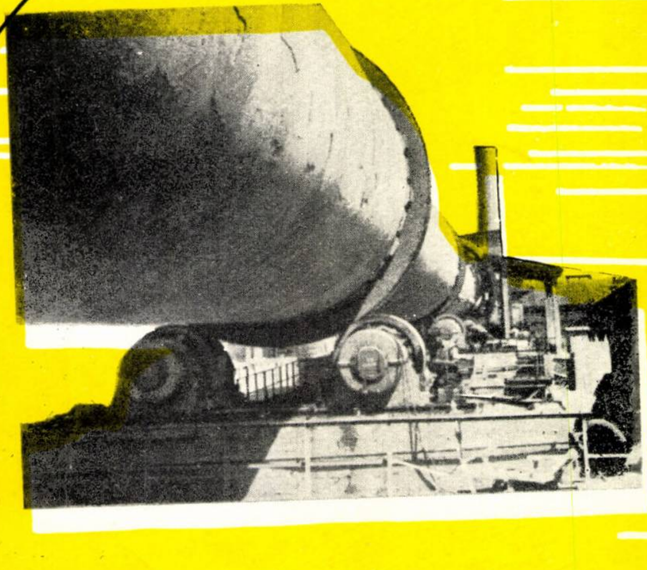


Material ruiant
Automotoare de mare viteză și capacitate
Locomotive de manevră pentru cale normală

UZINELE 23 AUGUST

Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant

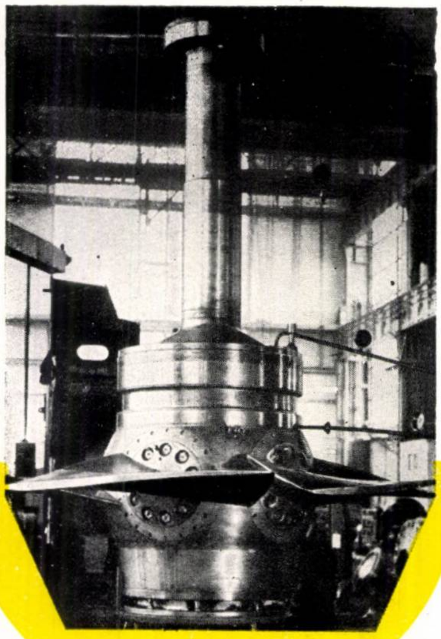


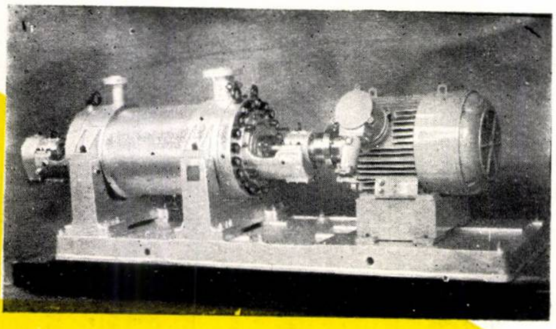


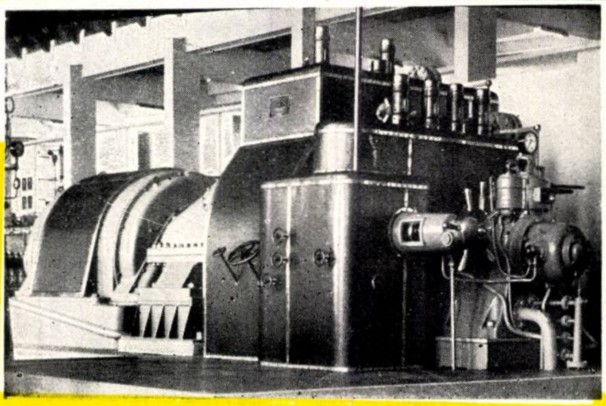
Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DE

- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - — cu condensație
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm^3/h — 3 m col.apă
  - — 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE** • **HIDROGENERATOARE** • **MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**





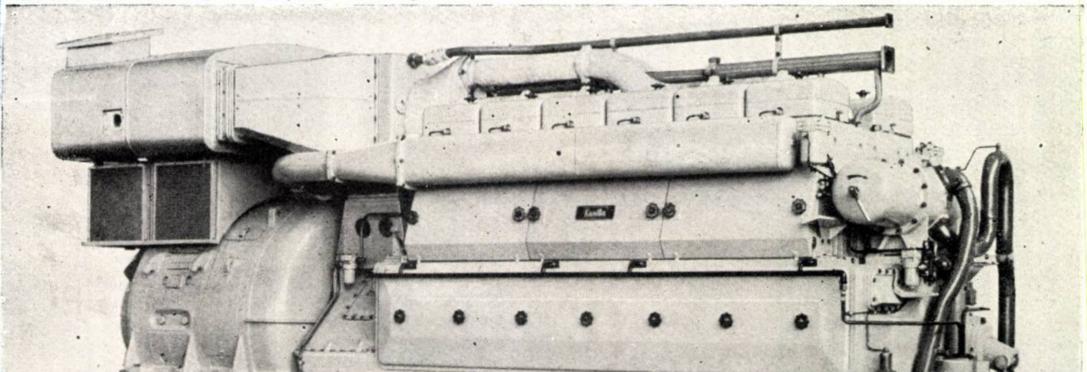


CONSTRUCTII DE MASINI

UCM Resita

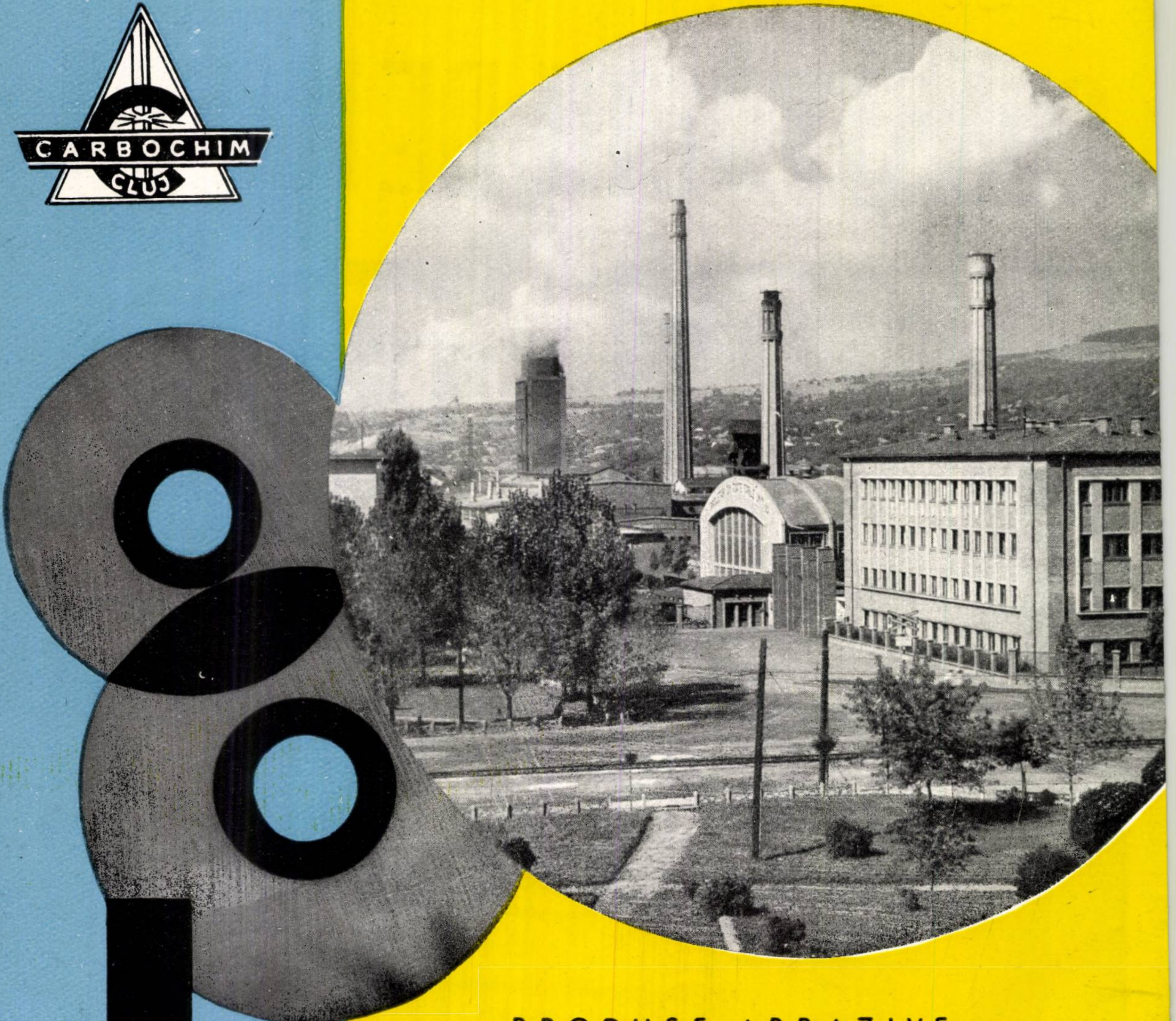
MOTOR DIESEL

de 2300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2100 CP



E 3279

CARBOCHIM
CLUJ



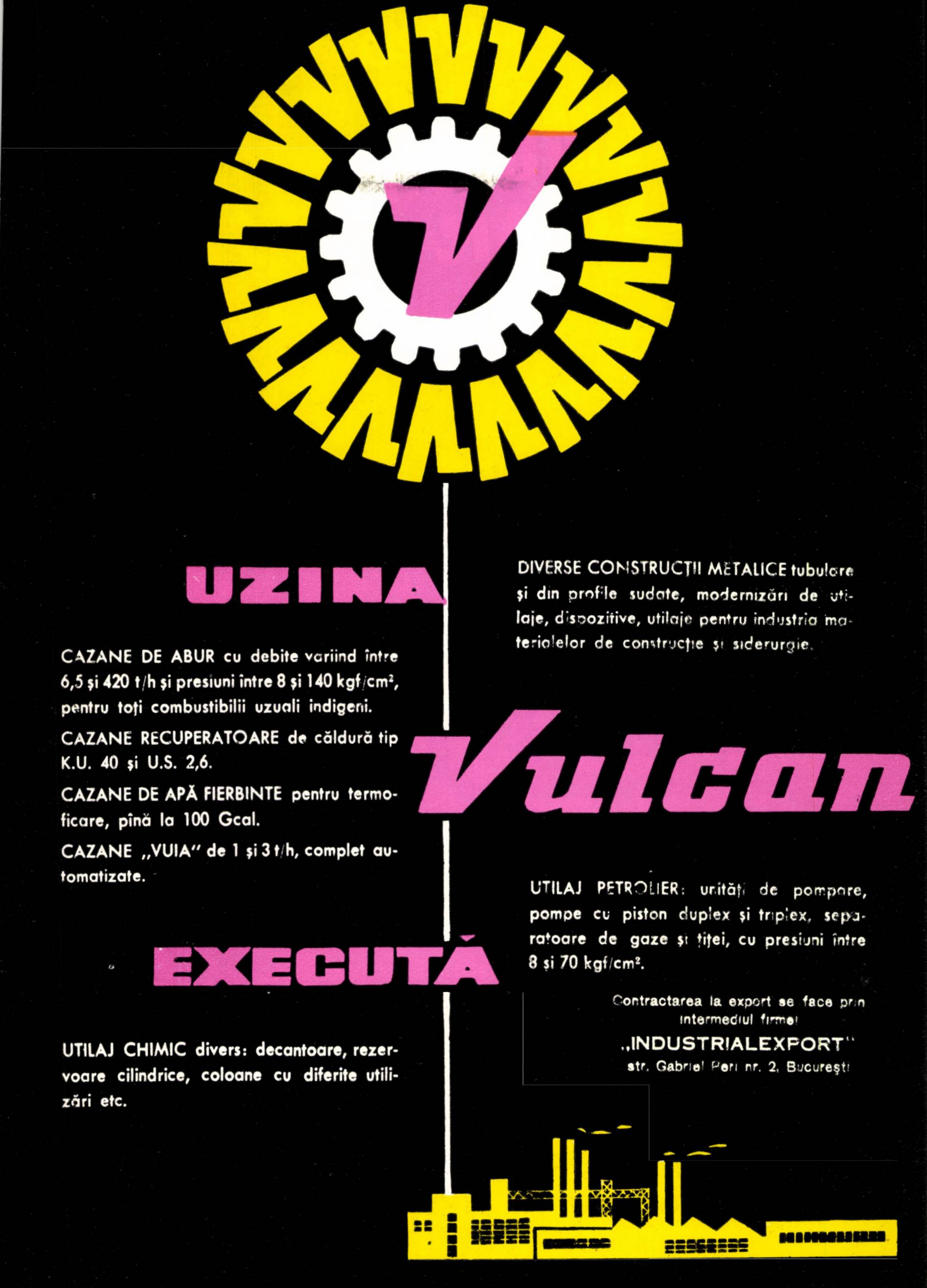
PRODUSE ABRAZIVE

- ELECTROCORINDON
- CARBURĂ DE SILICIU
- PIETRE DE POLIZOR
- ABRAZIVI PE SUPORT

PRODUSE CĂRBUNOASE

- ELECTROZI SIDERURGICI
- ELECTROZI DE BATERII
- ELECTROZI DE CRĂIȚUIRE
- PASTĂ DE ELECTROZI

CARBOCHIM



UZINA

Vulcan

EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

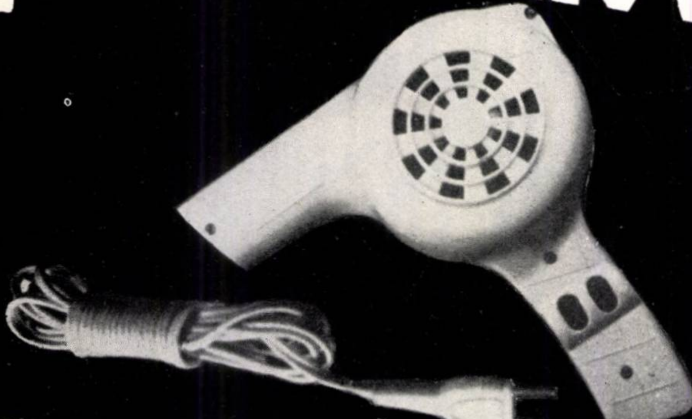
UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

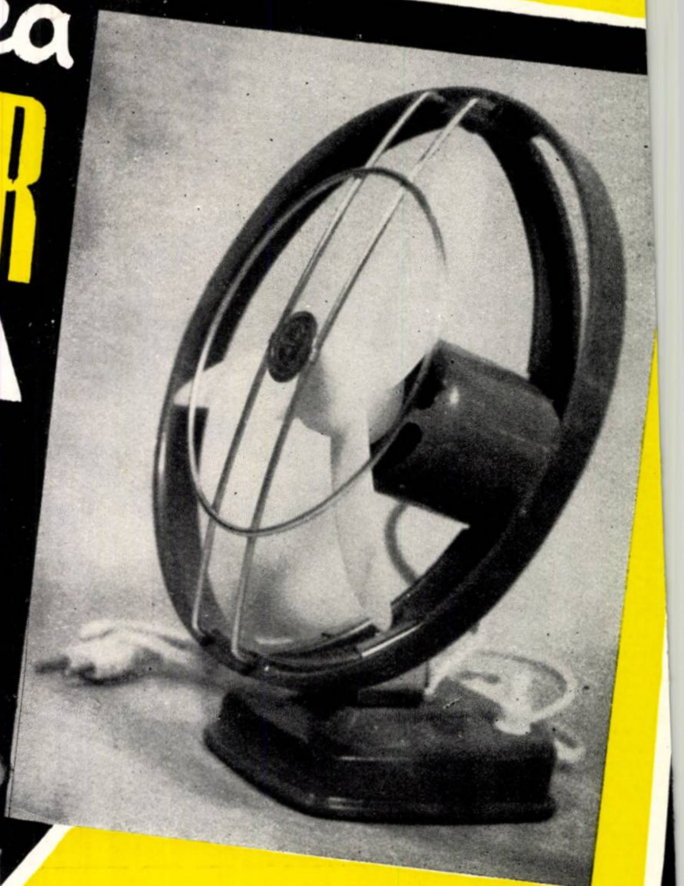
Contractarea la export se face prin intermediul firmei

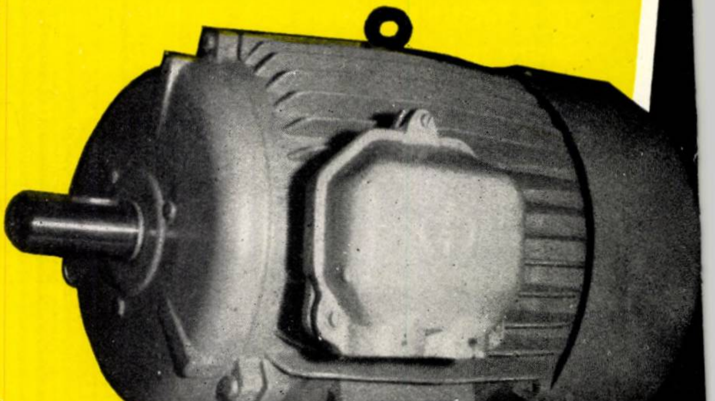
„INDUSTRIALEXPORT"

str. Gabriel Peri nr. 2, Bucureşti

Intreprinderea
ELECTROMOTOR
TIMIȘOARA







EMT

Execută:

- motoare electrice asincrone trifazate, cu rotorul în scurtcircuit, protecție IP 44, de 4—30 kW
- aspiratoare de praf tip „Record"
- uscătoare de păr tip „Zefir"
- ventilatoare de masă

ÎNFRĂȚIREA

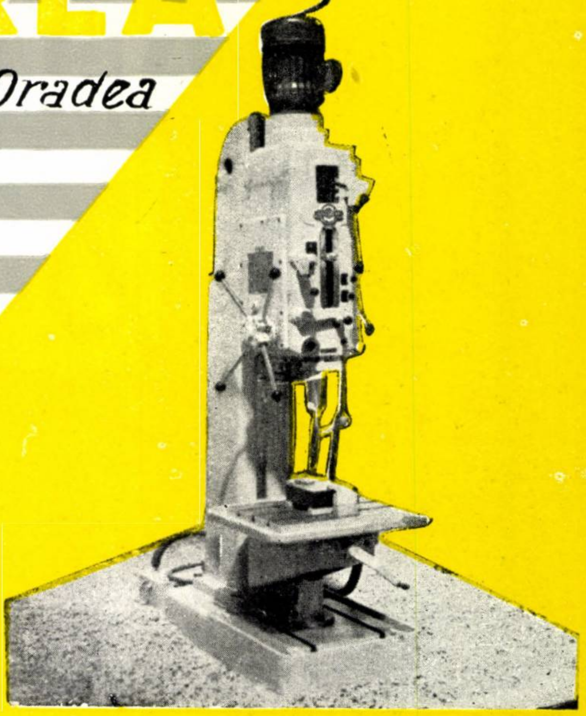
Uzina de mașini-unelte Oradea

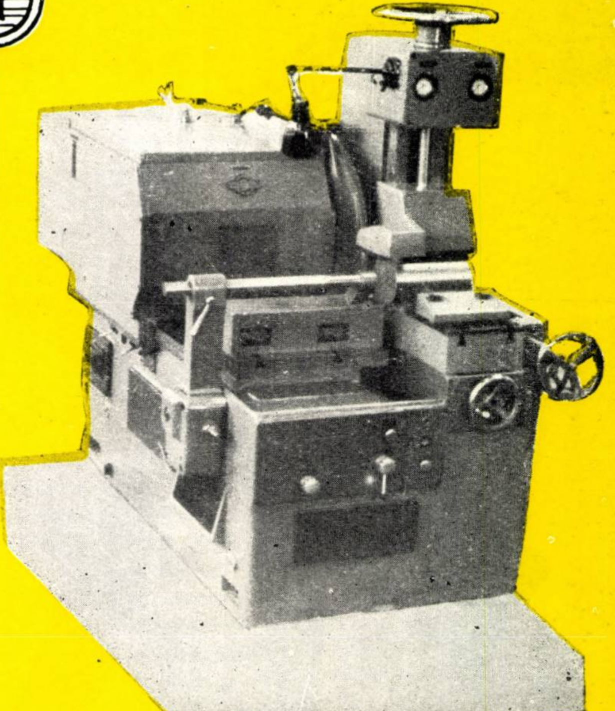
produce

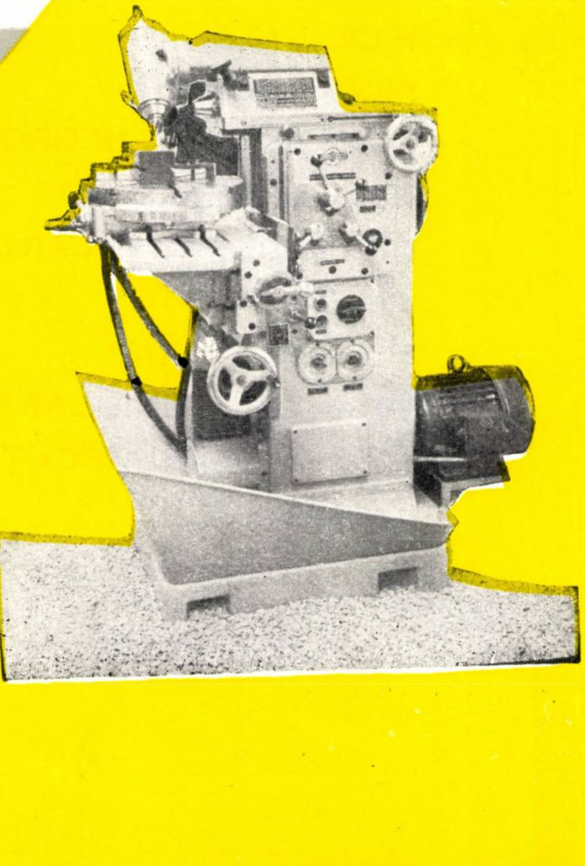
MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

- Raboteze de 425 și 700 mm
- Mașini de găurit 416, 425, 640
- Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t
- Freze universale pentru sculărie
- Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm
- Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg

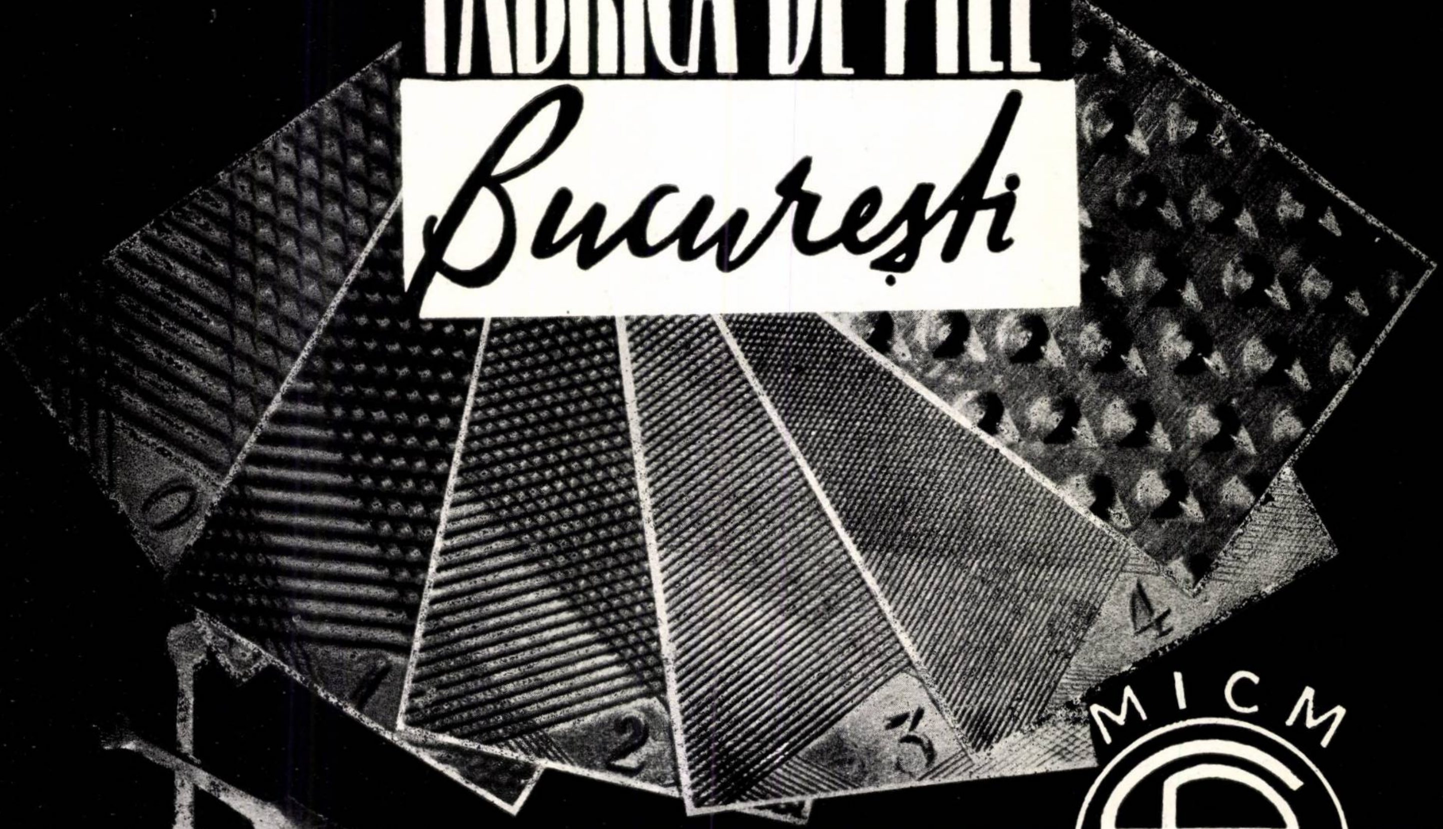
ÎNFRĂȚIREA



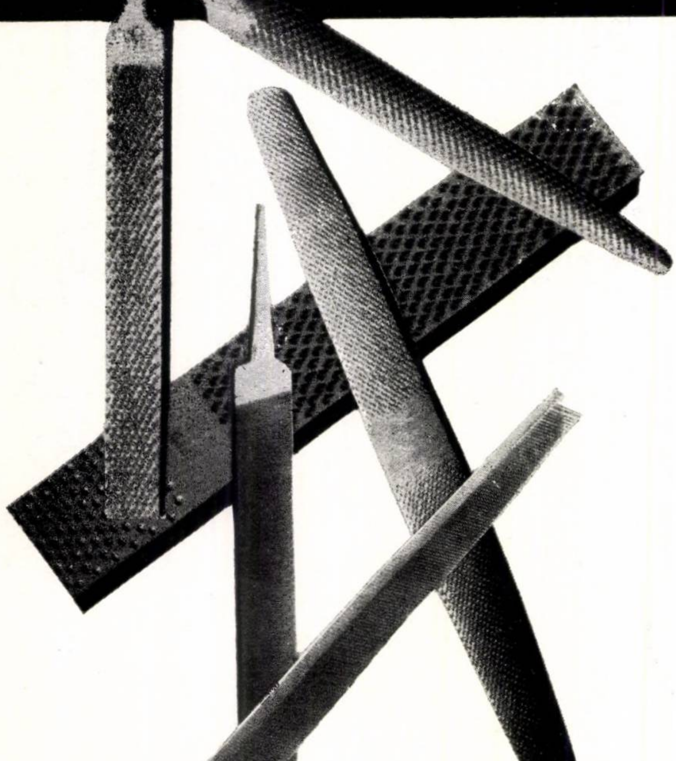




FABRICA DE PILE
București



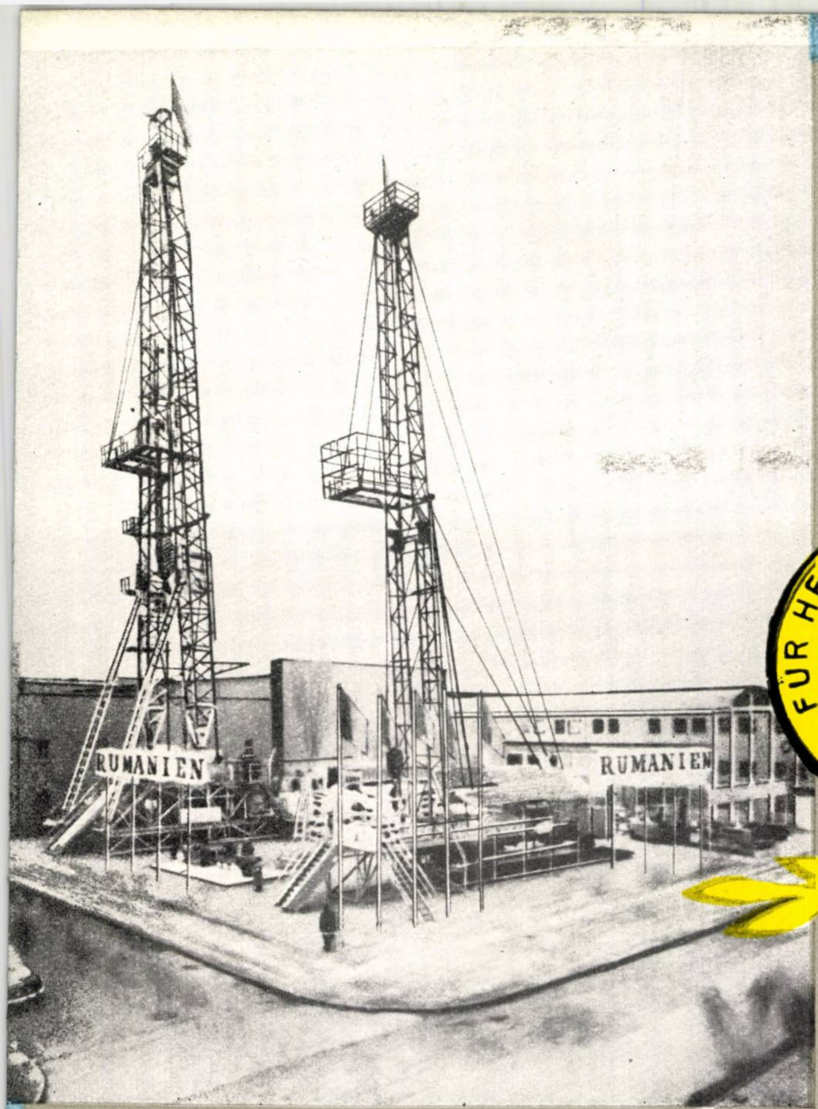
MICM



PILE LATE
PILE ASCUȚITE
PILE PENTRU DEGROȘAT
PILE SEMIROTUNDE
PILE TRIUNGHIULARE
PILE PĂTRATE
PILE ROTUNDE
PILE TRIUNGHIULARE PENTRU ASCUȚIT
RAȘPILE

de la 100 la 500 mm, de tăieturi 0, 1, 2, 3, **conform** STAS 631/1949, precum și diferite pile și rașpile cu întrebuințări speciale.

produce:



„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

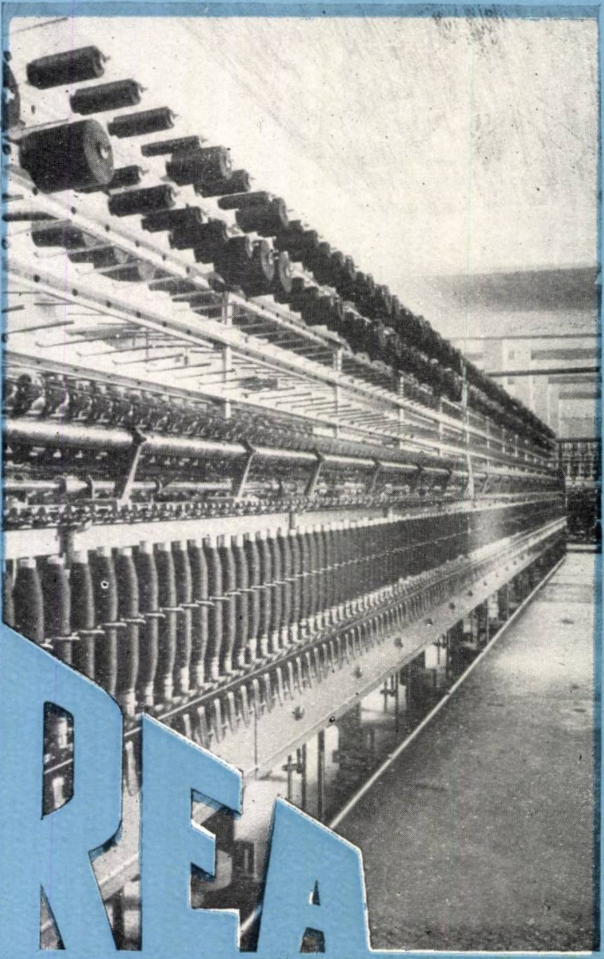
UZINA

1 MAI

PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1



UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA”
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2—3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru răsboaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănată, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat, tip FI
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

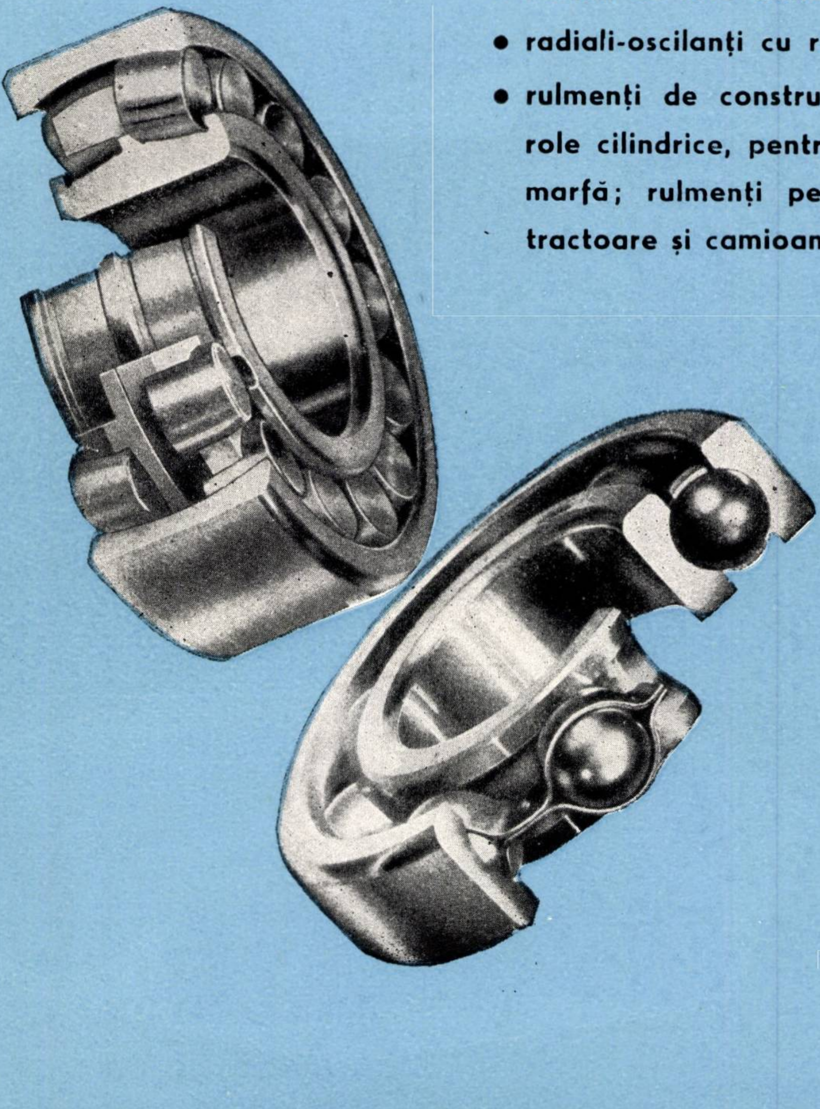
FABRICA DE RULMENȚI BIRLAD

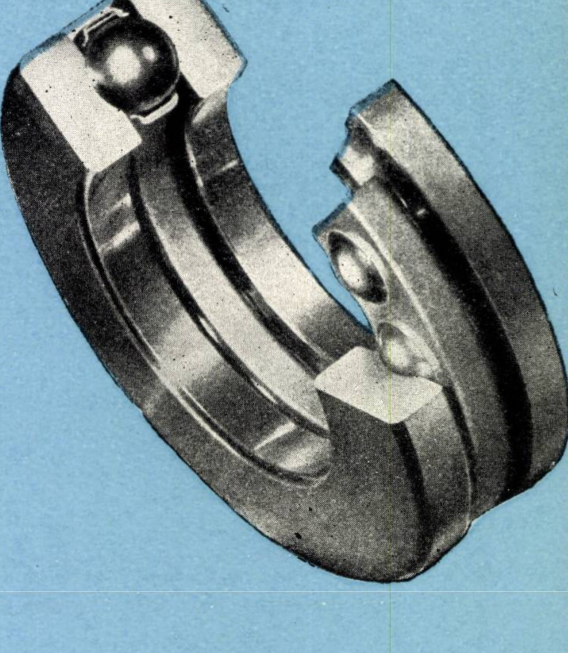
Înzestrată cu maşini specializate de mare productivitate şi precizie, cu laboratoare modern utilate şi cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

MADE IN RUMANIA

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**



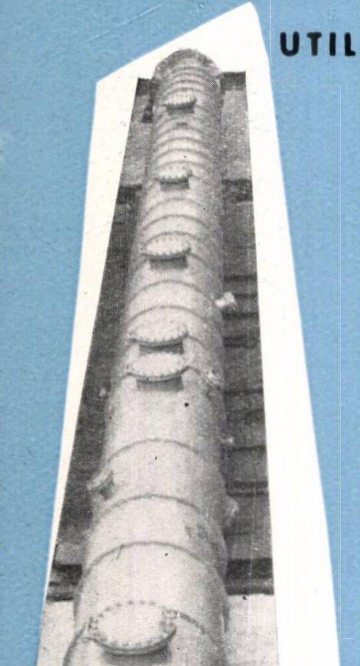


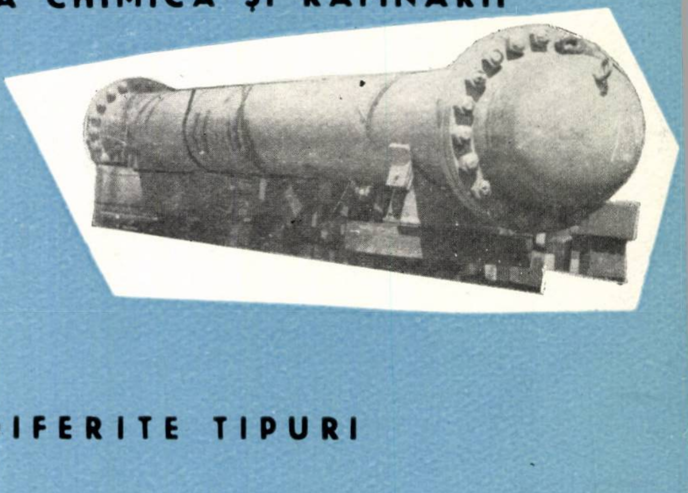
UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII

— condensatoare
— schimbătoare de căldură
— reactoare
— evaporatoare
— coloane de rectificare





RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

— rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
— rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
— rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru;
— rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru;
— rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

Uzina TRACTORUL BRAȘOV

UNIVERSAL-650
UTB

produce:

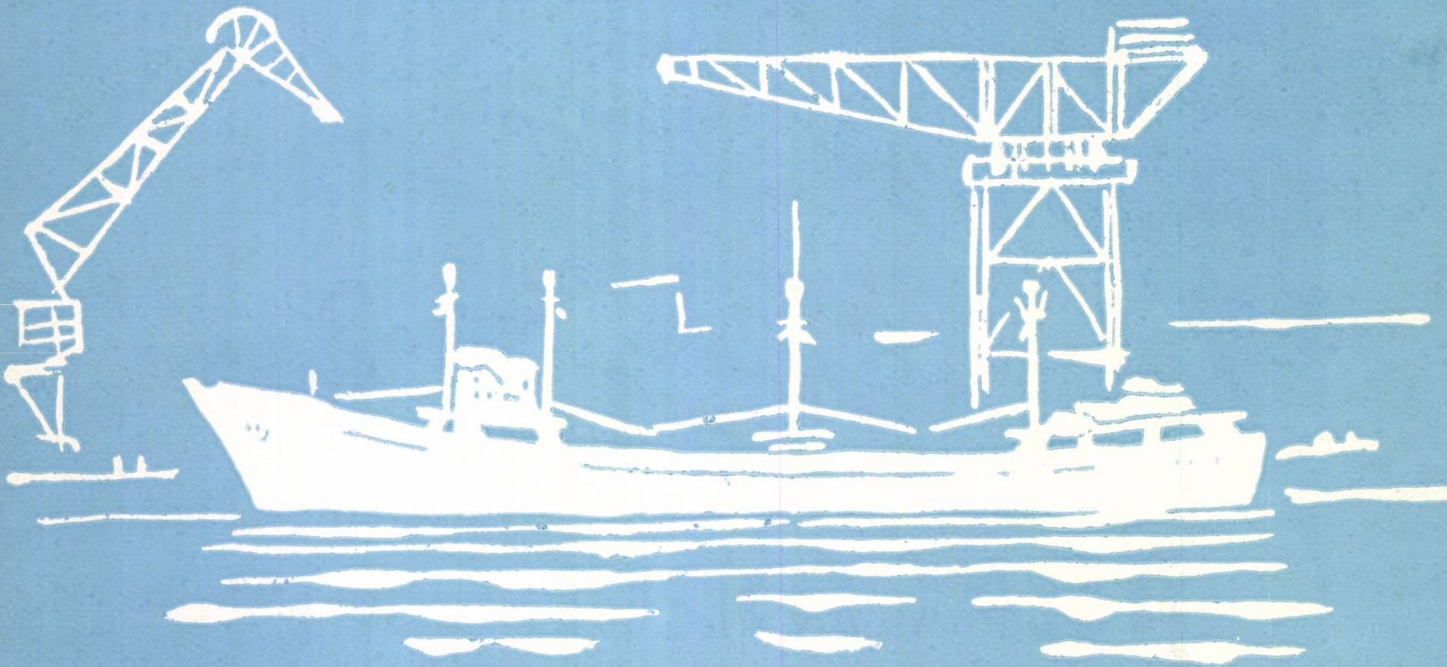
TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- **cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;**
- **cu cale îngustă (roți jumelate).**

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională



ȘANTIERUL NAVAL

Galați

produce:

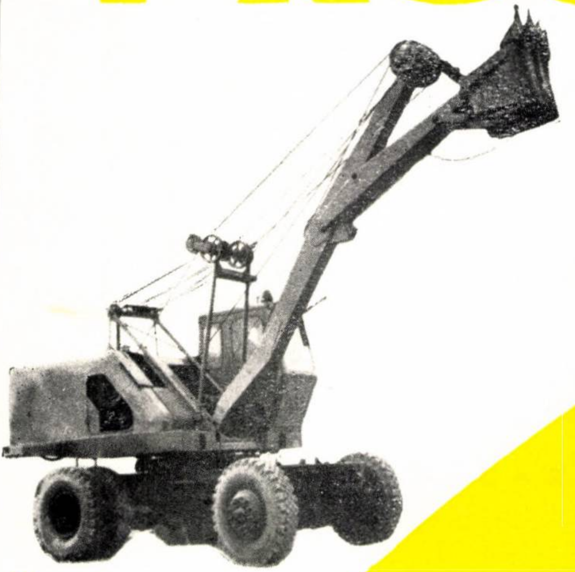
Cargouri de 3250/4500 tdw

Motonave de 2000 t

Uzina de utilaj greu

PROGRESUL

BRAILA



EXCAVATOR E 0,3

PRODUCE:

- Excavatoare pe pneuri
- Rulouri pe valțuri sau pneuri, statice sau vibratoare
- Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrișetoare, greble, trolii
- Utilaj chimic și petrolier
- Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valțuri
- Mori cu masă rotativă sau bile
- Linii ceramice
- Linii de argilă expandată
- Prese pentru cărămizi și țigle
- Vagoane siderurgice
- Melanjoare
- Cilindri și caje
- Mașini de sfărîmat și brichetat așchii
- Foarfece de tăiat țagle și platine
- Linii de aglomerare
- Mașini de extracție
- Prese mecanice pentru matrițat, ștanțat, debavurat și ambutisat
- Osii montate pentru vagoane de cale ferată.

Rulou compactor pe pneuri CD10

DIN SPECIALITĂȚILE UZINEI:

- Arbore cotit cu fibraj continuu pentru motorul 2 100 CP al locomotivei Diesel electrice
- Piese forjate de 20 — 25 — 28 t, din lingouri pînă la 40 t
- Axe cotite forjate cu fibraj continuu
- Reductoare de mare putere, probate și rodate
- Oțeluri refractare cu Ni pînă la 14% și Cr pînă la 26%, turnate în piese
- Oțeluri manganoase cu 10 — 14% Mn și 0,9 — 1,4% C, turnate în piese

CONCASOR MOBIL PE PNEURI CU TRIOR C.M. 6

UZINA RULMENTUL

URB

Produce

RULMENŢI CU BILE, ROLE ŞI ACE

pentru:

maşini-unelte, camioane, tractoare, pompe, maşini agricole, motoare electrice

RULMENŢI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
302 — 330 (6302 — 6330)
202 — 226 (6202 — 6226)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENŢI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENŢI CU ACE

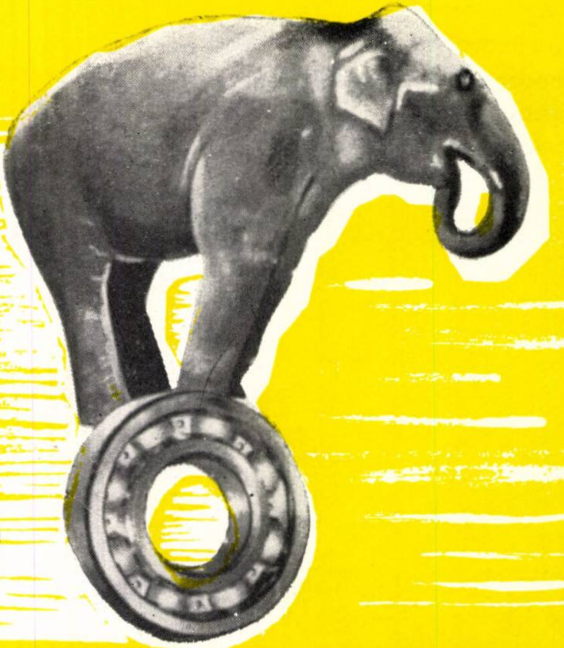
864708—864720
943 17—943 50
942/17—942/35
4074105—4074120

RULMENŢI CU ACE PENTRU CARDAN

704702, 804701
704903, 804704
704904, 804705

RULMENŢI CU ROLE CILINDRICE PE DOUA RÎNDURI

3182118 — 3182122



BRAŞOV

STR. PODULUI Nr. 2 • TEL.: 6641 • TELEX: 0345

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI
NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
Anul XVI, august 1964, nr. 8

CUPRINS

		Pag.
STOICA, D.	**Dezvoltarea industriei construcţiilor de maşini în anii puterii populare**	411
CAŞLER, GH.	**Comportarea oţelurilor romîneşti în raport cu unii parametri ai dinamicii aşchierii prin strunjire**	414
STAN, A., GRUMĂZESCU, M., MATEI, L. şi HĂRĂSTĂŞANU, E.	**Măsuri pentru combaterea zgomotului la navele fluviale romîneşti**	420
RADU-CERNEA, A. şi DOBRINESCU, D.	**O metodă de calcul al excesului de aer şi al dozajului pe baza datelor analizoarelor electrice**	423
SCHENKER, G., SESERMAN, I., ABĂITĂNCEI, D. şi TARŢA, I.	**Influenţa geometriei colectorului de admisie asupra performanţelor motorului în patru timpi cu carburator, pentru automobil**	426
HANDRALUCA, T. V.	**Proiectarea mecanismelor cu oscilaţii reglabile**	431
HELTAI, F. şi NEMETH, A.	**Metodă pentru verificarea rezistenţei la uzură a abrazivilor pe suport**	434
LĂCĂTUŞ, V., COSTIN, GH. şi FOLTEANU, S.	**Utilizarea şi sudarea în construcţiile navale a oţelurilor carbon şi a oţelurilor slab aliate**	436
TRIPA, M. şi HARNAGEA, G.	**Metode pentru determinarea eforturilor unitare în piese cu ajutorul razelor Roentgen**	443
GALEŞ, D.	**Procedee moderne de prelucrare a filetului trapezoidal**	447
VOICU, V.	**Agregat de ventilare pentru evacuarea solvenţilor şi aerosolilor la vopsirea pieselor**	453
DOCUMENTARE		457
RECENZII		461

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. P. R. şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621 (09) (498)

Stoica, D.: **Dezvoltarea industriei construcţiilor de maşini în anii puterii populare.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 411—413

CZ 669.14.018.23 : 621.941 (498)

Caşler, Gh.: **Comportarea oţelurilor romîneşti în raport cu unii parametri ai dinamicii aşchierii prin strunjire.**

Se analizează o serie de oţeluri standardizate, precizîndu-se unii parametri ai procesului tehnologic de aşchiere respectiv, care caracterizează complet modul de comportare în fabricaţie a acestor oţeluri.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 414—419

CZ 629.12 : 628.517.2 (498)

Stan, A., Grumăzescu, M., Matei, L. şi *Hărăstăşanu, E.*: **Măsuri pentru combaterea zgomotului la navele fluviale romîneşti.**

Se analizează metodele pentru combaterea zgomotului, folosite la proiectarea şi construcţia unor nave fluviale romîneşti, evidenţiindu-se rezultatele obţinute.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 420—423

CZ 621.43.068 : 543.27 (083.57)

Radu-Cernea, A. şi *Dobrinescu, D.*: **O metodică de calcul al excesului de aer şi al dozajului pe baza datelor analizoarelor electrice.**

Se prezintă o metodă de calcul al excesului de aer şi dozajului, folosindu-se datele obţinute cu analizoare electrice ale gazelor de evacuare. S-au elaborat nomograme pentru citirea directă şi rapidă a valorilor căutate.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p 423—426

CZ 621.431.73

Schenker, G., Seserman, I., Abăităncei, D. şi *Tarţa, I.*: **Influenţa geometriei colectorului de admisie asupra performanţelor motorului în patru timpi cu carburator, pentru automobil.**

Se prezintă rezultatele încercărilor unui motor cu aprindere prin scînteie în patru timpi, cu patru cilindri, echipat cu colectoare de admisie de diferite dimensiuni, arhitecturi şi intensităţi de preîncălzire, indicîndu-se soluţia optimă pentru realizarea performanţelor maxime şi înlăturarea fenomenelor perturbatoare.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 426—430

CZ 621—231.001.13

Handraluca, T. V.: **Proiectarea mecanismelor cu oscilaţii reglabile.**

Se prezintă şi se rezolvă problema proiectării mecanismelor cu oscilaţii reglabile impuse, luîndu-se în considerare condiţiile reale de funcţionare.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 431—434

CZ 621.921.7 : 620.178.162

Heltai, F. şi *Nemeth, A.*: **Metodă pentru verificarea rezistenţei la uzură a abrazivilor pe suport.**

Se evidenţiază o metodă pentru aprecierea calităţii lipirii granulelor pe suport, suficient de precis şi reproductibil, astfel încît noua metodă poate fi folosită atît în cadrul controlului, cît şi în cadrul încercărilor de ameliorare a fabricaţiei.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 434—436

CZ 669.14.018.293 : 621.791

Lăcătuş, V., Costin, Gh. şi *Folteanu, S.*: **Utilizarea şi sudarea în construcţiile navale a oţelurilor carbon şi a oţelurilor slab aliate.**

Se prezintă, în general, cauzele care au determinat înlocuirea oţelurilor carbon prin oţeluri slab aliate în construcţiile navale şi se analizează aceste oţeluri atît din punctul de vedere al caracteristicilor mecanice, cît şi în ceea ce priveşte condiţiile specifice respective de sudare.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 436—442

CZ 620.172.21 : 620.179.152

Tripa, M. şi *Harnagea, G.*: **Metode pentru determinarea eforturilor unitare în piese cu ajutorul razelor Roentgen.**

Se analizează trei metode pentru determinarea eforturilor unitare în piese, utilizînd o instalaţie Roentgen adaptată de autori în scopul considerat.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 443—447

CZ 621.992 : 621.882.082.4

Galeş, D.: **Procedee moderne de prelucrare a filetului trapezoidal.**

Se analizează din punct de vedere tehnologic procedeele de prelucrare a filetului trapezoidal prin aşchiere şi rulare.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 447—452

CZ 667.64 : 628.512 : 628.834.4 : 621.63

Voicu, V.: **Agregat de ventilare pentru evacuarea solvenţilor şi aerosolilor la vopsirea pieselor.**

Se prezintă un agregat studiat şi realizat la Institutul de igienă şi protecţia muncii, care permite ameliorarea condiţiilor de muncă în cadrul atelierelor de vopsitorie, cum şi recuperarea în mare măsură a pierderilor de material.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, p. 453—456

DIN NUMĂRUL VIITOR

TOFAN, M.: Hidrotermodinamica adimensională a suprafeţelor de alunecare plane.

IANU, A.: Folosirea fontelor aliate şi a fontei cu grafit nodular în construcţia autocamioanelor romîneşti.

TODICESCU, A.: O relaţie experimentală pentru aprecierea temperaturii gazelor reziduale la motoarele cu autoaprindere în patru timpi.

ŽIŽKA, J.: Studiul experimental al cinematicii distribuţiei cu supape inversate cu comandă superioară.

CÎRDU, M.: Reductor de turaţie pentru turbine cu abur de 1 000 kW.

BESCHIA, R.: Încercări pentru determinarea randamentului mecanismelor cu came pe cale grafică.

SGRUMALA, M., CIUCA, C. şi MARINESCU, A.: Îndreptarea la cald a deformaţiilor corpului navei şi influenţa încălzirii asupra proprietăţilor oţelului 09 G 2.

621 (09) (498)

Стойка, Д.: **Развитие машиностроительной промышленности в годы народной власти.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 411—413

669.14.018.23 : 621.941 (498)

Кашлер, Г.: **Поведение румынских сталей в отношении ряда динамических параметров резания посредством обточки.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8. стр. 414—419

629.12 : 628.517.2 (498)

Стан, А., Грумэзеску, М., Матей, Л. и *Хэрэштэшану, Е.:* **Мероприятия по борьбе с шумом на румынских речных судах.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 420—423

621.43.068 : 543,27 (083,57)

Раду-Черня, А. и *Добринеску, Д.:* **Метод расчета избытка воздуха и дозировки на основании данных электрических анализаторов.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 423—426

621.431.73

Шенкер, Г., Сесерман, И., Абэйтэнчей, Д., Тарца, И.: **Влияние геометрии впускного коллектора на работу карбюраторного четырехтактного автомобильного двигателя.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8. стр. 426—430

621—231.001.13

Хандралука, Т. В.: **Проектирование механизмов с регулируемыми колебаниями.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 431—434

621.921.7 : 620.178.162

Хелтай, Ф. и *Немет, А.:* **Метод проверки сопротивления к износу абразивных материалов.**

Рассматривается метод качественной оценки сцепления абразивных зерен с основой. Метод отличается точностью и воспроизводимостью и может быть применен как при контроле, так и при испытаниях по улучшению продукции.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8. стр. 434—436

669.14.018.293 : 621.791

Лэкэтуш, В., Костин, Г. и *Фолтяну, С.:* **Применение и сварка углеродных и малолегированных сталей в судостроении.**

Описываются основные причины, обусловившие замену углеродных сталей малолегированными в судостроений, причем эти стали анализируются с точки зрения механической характеристики, а также соответствующих специфических условий сварки.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 436—442

620.172.21 : 620.179.152

Трипа, М. и *Харнаджа, Г.:* **Методы определения отдельных усилий в деталях, с помощью рентгеновских лучей.**

Анализируются три метода определения отдельных усилий в деталях, с помощью рентгеновских лучей.

Для этой цели применена рентгеновская установка, специально приспособленная авторами для данного исследования.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 443—447

621.992 : 621.882.082.4

Галеш, Д: **Современные методы обработки трапецоидальной резьбы.**

Проводится технологический анализ способов обработки трапецоидальной резьбы резанием и накаткой.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 447—452

667.64 : 628.512 : 628.834.4 : 621.63

Войку, В.: **Вентиляционный агрегат для удаления растворителей и аэрозолей при окраске деталей.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 8, стр. 453—456

DK 621 (09) (498)

Stoica, D.: **Die Entwicklung der Maschinenbauindustrie während der Volksmacht.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 411—413

DK 669.14.018.23 : 621.941 (498)

Caşler, Gh.: **Das Verhalten der rumänischen Stähle bezüglich einiger dynamischen Koeffizienten der Spannabhebung durch Drehung.**

Es werden eine Reihe standardisierten Stähle, unter Bestimmung einiger Koeffizienten der betreffenden Spannabhebung, die das Verhalten dieser Stähle im Betrieb vollkommen charakterisieren, analysiert.

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 414—419

DK 629.12 : 628.517.2 (498)

Stan, A., Grumăzescu, M., Matei, L und *Hărăstăşanu, E.:* **Massnahmen für die Geräuschbekämpfung bei den rumänischen Binnenschiffe.**

Es werden die Geräuschbekämpfungsmassnahmen die bei der Projektierung einiger rumänischen Binnenschiffe verwendet werden, analysiert, unter Hervorhebung der erhaltenen Ergebnisse.

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 420—423

DK 621.43.068 : 543.27 (083.57)

Radu-Cernea, A. und *Dobrinescu, D.:* **Eine Berechnungsmethode für den Luftüberschuss und die Dosierung auf Grund der von elektrischen Analysatoren gelieferten Angaben.**

Es wird eine Berechnungsmethode des Luftüberschusses und der Dosierung unter Benutzung der von den elektrischen Rauchgasanalysatoren gelieferten Angaben, vorgelegt. Es werden Nomogrammen zwecks direkter und schneller Ablesung der gesuchten Messwerte angefertigt.

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 423—426

DK 621.431.73

Schenker, G., Seserman, I., Abăităncei, D. und *Tarţa, I.:* **Der Einfluss des Einlasskolektors auf das Verhalten des Viertaktmotors für Kraftfahrzeuge.**

Construcţia de Maşini 16 (1964) Nr. 8. S. 426—430

DK 621—231.001.13

Handraluca, T. V.: **Die Projektierung der mit regelbaren Schwingungen behafteten Mechanismen.**

Es wird das Problem der Projektierung von Mechanismen mit auferlegten regelbaren Schwingungen vorgelegt und gelöst, unter Berücksichtigung der wirklichen Betriebsbedingungen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 431—434

DK 621.921.7 : 620.178.162

Heltai, F. und *Nemeth, A.:* **Eine Methode für die Verschleisswiderstandsprüfung der aufgetragenen Schleifstoffe.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 434—436

DK 669.14.018.293 : 621.791

Lăcătuş, V., Costin, Gh. und *Folteanu, S.:* **Die Verwendung und die Schweissung der Kohlenstoffstähle und der schwachlegierten Stähle im Schiffbau.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 436—442

DK 620.172.21 : 620.179.152

Tripa, M. und *Harnagea, G.:* **Methoden für die Bestimmung der speziffischen Beanspruchungen in Werkstücken mittels Röntgenstrahlen.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 443—447

DK 621.992 : 621.882.082.4

Galeş, D.: **Moderne Bearbeitungsverfahren des Trapezgewindes.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 447—452

DK 667.64 : 628.512 : 628.834.4 : 621.63

Voicu, V.: **Ventilationsaggregat für die Evakuirung der bei Bespritzung der Werkstücke entstandenen Lösungsmitteldämpfe.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), Nr. 8, S. 453—456

CD 621 (09) (498)

Stoica, D.: **Le développement de l'industrie mécanique sous le pouvoir populaire.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 411—413

CD 669.14.018.23 : 621.941 (498)

Cașler, Gh.: **Le comportement des aciers roumains en fonction de certains paramètres qui concernent la dynamique de la coupe par tournage.**

L'auteur examine une série d'aciers standardisés et précise certains paramètres du processus technologique de la coupe, qui sont caractéristiques pour le comportement de ces aciers durant la fabrication.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 414—419

CD 629.12 : 628.517.2 (498)

Stan, A., *Grumăzescu, M.*, *Matei, L.* et *Hărăstășanu, E.*: **Mesures à prendre pour combattre le bruit dans les bateaux fluviaux roumains.**

On analyse les méthodes qui ont pour but de combattre le bruit, employées lors de l'établissement du projet et de la construction des bateaux fluviaux roumains.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 420—423

CD 621.43.068 : 543.27 (083.57)

Radu-Cernea, A. et *Dobrinescu, D.*: **Une méthode de calcul de l'excès d'air et du dosage sur la base des données fournies par les analyseurs électriques.**

On présente une méthode de calcul de l'excès d'air et du dosage en utilisant les données obtenues à l'aide des analyseurs électriques et concernant les gaz d'évacuation. Des nomogrammes ont été établis pour la lecture directe et rapide des valeurs cherchées.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 423—426

CD 621.431.73

Schenker, G., *Seserman, I.*, *Abăităncei, D.* et *Tarța, I.*: **L'influence de la géométrie du collecteur d'admission sur les performances du moteur à quatre temps, à carburateur, pour autos.**

On expose les résultats des essais exécutés sur un moteur à allumage par étincelle, à quatre temps, de quatre cylindres, équipé avec des collecteurs d'admission de différentes dimensions, architectures et intensités de réchauffage. On indique la meilleure solution pour réaliser les performances maxima et pour éliminer les phénomènes perturbateurs.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 426—430

CD 621—231.001.13

Handraluca, T. V.: **L'établissement du projet des mécanismes à oscillations réglables.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 431—434

CD 621.921.7 : 620.178.162

Heltai, F. et *Nemeth, A.*: **Méthode pour vérifier la résistance à l'usure des abrasifs sur support.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 434—436

CD 669.14.018.293 : 621.791

Lăcătuș, V., *Costin, Gh.* et *Folteanu, S.*: **L'emploi et le soudage dans les constructions navales des aciers au carbone et des aciers alliés à faible teneur.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 436—442

CD 620.172.21 : 620.179.152

Tripa, M. et *Harnagea, G.*: **Méthodes pour déterminer les efforts unitaires dans les pièces à l'aide des rayons Roentgen.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 443—452

CD 621.992 : 621.882.082.4

Galeș, D.: **Procédés modernes pour l'usinage du filet trapézoïdal.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 8, p. 447—452

CD 667.64 : 628.512 : 628.834.4 : 621.63

Voicu, V.: **Agrégat de ventilation pour l'évacuation des solvants et des aérosols dans les teintureries.**

Construcția de Mașini 16 (1964) no. 8, p. 453—456

DC 621 (09) (498)

Stoica, D.: **The development of the machine building industry under the popular democratic regime.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 411—413

DC 669.14.018.23 : 621.941 (498)

Cașler, Gh.: **The behaviour of some Rumanian steels as reflected by some parameters of the dynamics of splintering by turning.**

The author analyses a series of standardized steels discussing several parameters of the splintering process which completely characterize the manufacturing behaviour of these steels.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 414—419

DC 629.12 : 628.517.2 (498)

Stan, A., *Grumăzescu, M.*, *Matei, L.* and *Hărăstășanu, E.*: **Some ways of controlling the noise in Rumanian inland ships.**

One describes some designing and building methods used to control the noise in Rumanian inland ships, emphasizing the results obtained.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 420—423

DC 621.43.063 : 543.27 (083.57)

Radu-Cernea, A. and *Dobrinescu, D.*: **A method of calculating the air excess and mixture ratio based on the data supplied by electric analysers.**

One presents a method of calculating the air excess and mixture ratio by using the data obtained with electric analysers of exhaust gases. Some nomograms have been elaborated for direct and rapid reading of the values required.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 423—426

DC 621.431.73

Schenker, G., *Seserman, I.*, *Abăităncei, D.* and *Tarța, I.*: **The performances of the four-stroke carburettor engines for automobiles as influenced by the geometry of the admission collector.**

The results are given of tests carried out with a four-stroke spark ignition engine, with four cylinders, equiped with admission collectors of different sizes, architectures and preheating intensities. The optimum solution for obtaining maximum performances and removing the disturbing phenomena is pointed out.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 426—430

DC 621—231.001.13

Handraluca, T. V.: **The designing of mechanisms with adjustable oscillations.**

The problem of the designing of mechanism with forced adjustable oscillations is presented and solved on the basis of the actual functioning conditions.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 431—434

DC 621.921.7 : 620.178.162

Heltai, F. and *Nemeth, A.*: **A method of checking the wear resistance of support abrasives.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 434—436

DC 669.14.018.293 : 621.791

Lăcătuș, V., *Costin, Gh.* and *Folteanu, S.*: **The utilization and welding of carbon- and poor alloy steels.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 436—442

DC 620.172.21 : 620.179.152

Tripa, M. and *Harnagea, G.*: **Some methods of determining the unitary stresses in parts by means of X — rays.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 443—447

DC 621.992 : 621.882.082.4

Galeș, D.: **Modern methods of working the trapezoidal thread.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 447—452

DC 667.64 : 628.512 : 628.834.4 : 621.63

Voicu, V.: **A ventilation agregate for evacuating the solvents and aerosols on part painting.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 8, p. 453—456

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R. P. R.
Anul XVI, august 1964, nr. 8

CZ 621 (09) (498)

Dezvoltarea industriei construcțiilor de mașini în anii puterii populare

În cadrul marilor înfăptuiri ce au avut loc în cei 20 de ani care au trecut de la eliberarea patriei noastre, industria construcțiilor de mașini ocupă un loc central.

Dacă înainte de cel de-al doilea război mondial, practic nu se putea vorbi de o industrie constructoare de mașini, astăzi aceasta a devenit ramura hotărîtoare în economie, atît prin rolul pe care-l are în dezvoltarea celorlalte ramuri, cît și prin ponderea pe care o deține în ansamblul producției globale industriale a țării.

În economia antebelică, producția industriei construcțiilor de mașini reprezenta numai 10,2% din volumul total al producției industriale a țării, greutate specifică de trei ori mai mică decît a industriei alimentare. În anul 1963 producția realizată de industria construcțiilor de mașini reprezenta 26,7% din totalul producției globale industriale a țării, pondere de peste două ori și jumătate mai mare față de anul 1938.

O caracteristică generală a întregii economii a țării noastre și care se reflectă și în cadrul industriei construcțiilor de mașini este ritmul înalt de dezvoltare. Dacă în perioada 1929—1938, producția acestei ramuri a înregistrat un spor mediu anual de 4%, în anii 1951—1963 ritmul mediu anual de creștere a fost de 20,5%, cel mai înalt ritm atins în economie, după industria electrotehnică.

O creștere deosebită a înregistrat și volumul producției, care în anul 1963 era de 11 ori mai mare față de anul 1950.

În perioada antebelică, industria construcțiilor de mașini era formată dintr-un număr redus de întreprinderi mari și din foarte multe întreprinderi mici, avînd caracterul unor ateliere înzestrate cu o tehnică rudimentară și utilizînd metode de lucru meșteșugărești; mașinile, utilajele, instalațiile folosite aveau, în mare majoritate, un grad înaintat de uzură fizică și morală. Toate acestea explică nivelul scăzut al productivității muncii, tehnicitatea slabă a produselor, numărul redus al sortimentelor.

Regimul de democrație populară a asigurat industriei construcțiilor de mașini o dezvoltare amplă și complexă, care a pus capăt stării de înapoiere a economiei și a creat premisele avîntului neîntrerupt al dezvoltării forțelor de producție.

Politica de industrializare socialistă, aplicată cu consecvență de partid și guvern, a concentrat principalele eforturi spre dezvoltarea unei puternice baze tehnice-materiale prin dezvoltarea cu precădere a industriei grele cu ramura sa principală — industria construcțiilor de mașini.

Realizările obținute au demonstrat, și în condițiile țării noastre, că orientarea dată de politica partidului nostru constituie singura cale pentru făurirea unei economii complexe, echilibrate și armonios dezvoltate, cu un ritm rapid de creștere și cu largi posibilități de valorificare superioară a resurselor naturale.

Într-o perioadă de timp, istoricește scurtă, Romînia s-a transformat într-o țară cu o economie socialistă unitară și în plin progres.

Volumul masiv de investiții alocat a lărgit și întărit puternic baza tehnică de producție a industriei construcțiilor de mașini.

A fost lichidată fărîmițarea producției într-un număr mare de întreprinderi cu caracter de ateliere meșteșugărești, trecîndu-se la concentrarea producției în întreprinderi mari, profilate și specializate, dotate cu tehnica și tehnologia avansată. Paralel cu dezvoltarea și modernizarea întreprinderilor vechi au fost construite și date în exploatare o serie de unități industriale noi, înzestrate cu mașini și utilaje de mare productivitate, cu spații moderne de producție, în care se reflectă din plin grija față de om. În perioada 1948—1963 au fost construite 14 întreprinderi noi moderne, reconstruite peste 30 și s-au extins foarte mult capacitățile de producție la peste 75 de întreprinderi. Dintre unitățile noi și cele care au fost dezvoltate pot fi citate ca exemplu: Fabrica de mașini-unelte și agregate — București, Uzinele „Steagul roșu“ și Uzina „Tractorul“-Brașov, Fabrica de scule-Rîșnov, Fabricile de rulmenți de la Brașov și Bîrlad, Uzina „Strungul“-Arad, Uzina „Autobuzul“ și Uzinele „23 August“-București etc.

Caracteristic pentru industria construcțiilor de mașini este faptul că progresul tehnic pătrunde într-un ritm rapid nu numai în ceea ce privește dotarea unităților cu mașini și utilaje moderne, ci și în asimilarea de produse noi, la nivel tehnic din ce în ce mai ridicat. Pentru a ne forma o imagine în această privință arătăm că numai în perioada 1959—1963 s-au reproiectat și modernizat 96% din totalitatea produselor ce se executau la începutul perioadei menționate. De asemenea, s-au realizat peste 700 de prototipuri de mașini și s-au dat în fabricație mai mult de 400 produse noi.

În cadrul acestui proces de dezvoltare de mare amploare și

complexitate au fost create o serie de subramuri noi de producție, inexistente în vechea Romînie.

Dintre subramurile noi, create în anii de conducere planificată a economiei, menționăm: industria de autocamioane, tractoare și mașini agricole, industria de mașini-unelte, de utilaj pentru industria petrolieră, siderurgică, minieră, chimică, alimentară și ușoară, industria de rulmenți etc.

În scurta perioadă de la înființarea lor, în aceste subramuri s-au asimilat și produs o serie de mașini, utilaje, instalații, agregate de mare complexitate și de înalt nivel tehnic, atît pentru nevoile interne ale economiei, cît și pentru export. Pentru exemplificare menționăm o parte dintre acestea.

Industria construcțiilor de tractoare și mașini agricole are o gamă variată de produse în continuă creștere și perfecționare, care ține pasul cu cerințele tehnicii moderne. Atenția în această privință este îndreptată spre obținerea de mașini cu parametri constructivi și funcționali superiori, ca: greutate proprie redusă, productivitate mare, viteze de lucru sporite și capacitate de execuție optimă a lucrărilor agrotehnice.

Dintre produsele fabricate menționăm în mod deosebit tractorul U-650 cu unul și două diferențiale, de construcție modernă, cu o greutate specifică de 50 kg/CP, echipat cu un motor Diesel în 4 timpi, de 65 CP și avînd un consum redus de combustibil, de 185 g/CPh. Tractorul este înzestrat cu utilaje și dispozitive care-l fac propriu atît pentru utilizarea în agregat cu diferite mașini agricole — tractate, suspendate sau purtate, cît și pentru folosire în agregat cu diferite remorci.

În industria de mașini-unelte, subramură care cunoaște o dezvoltare din ce în ce mai puternică, se produce un bogat sortiment de mașini. Numai în perioada 1960—1963 au fost asimilate și executate 80 tipodimensiuni de mașini-unelte pentru așchierea metalelor, 152 mașini-agregat pentru linii de transfer, peste 60 tipodimensiuni de mașini-unelte pentru prelucrarea lemnului, mașini de rectificat de toate gamele, strunguri Carusel de 1250 și 2500, mașini de găurit cu diametrul de 95 mm etc.

Pentru industria ușoară și alimentară se produc astăzi în țară mașini și utilaje care altădată se aduceau din import, ca: ringuri, carde, laminoare de bumbac, războaie de țesut, linii tehnologice pentru prelucrarea conservelor de mazăre și fasole, instalații pentru industrializarea laptelui, linii de îmbuteliere pentru industria alimentară; pentru industria materialelor de construcții o mențiune deosebită merită liniile tehnologice de ciment de mare capacitate (800 tone clincher pe zi) și liniile tehnologice pentru industria ceramică.

Industria de utilaj petrolier a asimilat și fabricat o gamă variată de instalații și utilaje la nivelul celor mai bune produse similare străine. Este cunoscut faptul că instalațiile romînești au fost exportate într-un număr destul de mare de țări, ca de exemplu: Argentina, R.P. Bulgaria, Cuba, R.S. Cehoslovacă, R.P. Chineză, Franța, R.D. Germană, India, R.P. Polonă, U.R.S.S., R.P. Ungară etc. Pentru exemplificare menționăm: instalațiile de foraj de mare adîncime (de 3 500 m) — 2 DH și de 4 500 m — 3 DH, instalația transportabilă de foraj T 50 A, instalația de intervenție și punere în producție P—50 și altele. O mențiune specială merită instalația 3 DH — 200 A, intrată în fabricație în anul 1963 și destinată forajului la adîncimi între 4 500 și 5 000 m, care a obținut la Expoziția industrială internațională de la Leipzig din martie anul acesta Medalia de aur.

Pentru exploatările miniere se produc perforatoare, compresoare de aer, ciocane pneumatice, vagonete de mină, mașini de încărcat etc., iar pentru industria siderurgică: cuptoare Siemens Martin, melanjoare de 600 t, caje pentru laminare, laminoare de țevi de 6 țoli, cuptoare de semicocsificare și de cocsificare în pat fluidizat, fabrici de aglomerare și altele.

O gamă variată de produse sînt destinate industriei chimice, din care menționăm: vase de presiune, coloane de fracționare și distilare, schimbătoare de căldură, răcitoare și altele.

Printre realizările de seamă ale industriei construcțiilor de mașini se numără și producția de utilaj energetic, în care s-a trecut în ultimii ani de la fabricația de echipamente pentru transportul și distribuția energiei electrice la producția de utilaje pentru producerea energiei electrice. Dintre acestea menționăm: hidroagregatele de 5,5; 7,5 și 11,5 MW, turboagregatele pentru 1—12 MW; în afară de acestea se află în curs de asimilare turboagregatele de 50 MW și hidroagregatele de 22 MW, împreună cu echipamentul aferent.

Pentru dezvoltarea transporturilor, industria constructoare de mașini produce astăzi o gamă destul de largă de produse de nivel tehnic modern, similare cu cele fabricate în țări cu veche tradiție industrială. Dintre acestea menționăm modernul autocamion „Carpați", de 3 t, cu motor cu 8 cilindri în V, de 140 CP, conceput și realizat integral în țară, și care are parametrii de exploatare la nivelul celor mai bune produse similare străine, locomotiva Diesel electrică de 2 100 CP, vagoanele moderne de călători și de marfă, autocamioanele de 5 t, navele de pasageri și mărfuri, de diferite tipuri (remorchere maritime de 1 000—1 200 CP, vasele de pasageri, motonavele de 2 000 t, cargourile de 4 500 tdw etc.).

Industria construcțiilor de mașini contribuie activ la promovarea progresului tehnic în economie, datorită faptului că ea însăși este înzestrată cu o tehnică de producție de prim rang, în care mecanizarea și automatizarea ocupă un loc central.

În această privință trebuie menționată introducerea în sectoarele de prelucrări mecanice a mașinilor agregat și a liniilor de transfer, care prezintă multiple avantaje de ordin tehnic și economic, în comparație cu mașinile-unelte universale. Introducerea la Uzinele „Steagul roșu"-Brașov a două linii de transfer formate din mașini-unelte de tip agregat — pentru prelucrarea chiulasei și a blocurilor — a permis economisirea muncii a 123 muncitori, care au fost utilizați la alte operații, deocamdată mai puțin automatizate. Suprafețele productive necesare s-au redus, față de soluția prelucrării cu mașini universale, de la circa 3 000 m^2 la numai 1 000 m^2, iar costul producției anuale s-a redus de la 10 milioane lei la numai 3,9 milioane lei.

În afară de acestea mai trebuie menționate în mod deosebit cele 7 linii de transfer folosite la fabricarea tractoarelor noi de 65 CP, instalațiile automate de tratament termic prin curenți de înaltă frecvență, dispozitivul de programare cu came adaptat la strungurile universale etc.

În ceea ce privește mașinile-unelte de tip agregat, numărul acestora a crescut în perioada 1955—1963 pe ansamblul ramurii de la 2 la circa 106, iar în ceea ce privește liniile de transfer, numai în cursul anului 1963 au fost instalate 8. În cursul anului 1964 vor mai fi instalate încă 95 de mașini speciale și agregat și 6 linii de transfer, pentru automatizarea fabricației unor repere la Uzina mecanică-Sinaia, Uzina mecanică-Muscel, Uzina de piese auto-Colibași etc.

Mașinile-unelte de tip agregat, mașinile speciale și liniile de transfer care intră în dotarea uzinelor constructoare de mașini din țara noastră sînt la nivelul celor realizate în țările industriale dezvoltate, reprezentînd expresia celor mai noi cuceriri ale științei și tehnicii mondiale actuale.

În cadrul procesului de introducere a tehnicii avansate în producție, o atenție permanentă se acordă aplicării procedeelor tehnologice moderne în toate sectoarele de producție. Aceasta a determinat o însemnată creștere a productivității muncii, o îmbunătățire a calității produselor, o reducere a consumurilor specifice de metal și a prețului de cost.

În sectoarele primare de turnătorie și forjă se aplică o serie de procedee noi, din care menționăm: turnarea cu modele ușor fuzibile, turnarea în coji întărite cu liant de bachelită, turnarea centrifugală etc. Prin aceste procedee se realizează o sporire a productivității muncii cu 50% și o micșorare a timpului de turnare pînă la 65%. Turnarea în forme întărite cu bioxid de carbon, care se aplică într-un număr însemnat de întreprinderi, este, de asemenea, unul dintre procedeele tehnologice care asigură o sporire deosebită a productivității muncii.

* * *

În sectoarele de forjă este introdusă în numeroase întreprinderi forjarea în matrițe multiple, care, pe lîngă precizia dimensională a pieselor, permite executarea mai multor operații de matrițare succesivă la o singură încălzire a piesei. În 1962 acest procedeu a fost extins în proporție de peste 2 ori față de 1959, ajungînd să reprezinte o pondere de peste 45% din volumul total al pieselor forjate.

În sudură, în afară de sudarea automată și semiautomată, care se aplică pe o scară tot mai largă, în anul 1962 gradul de extindere fiind de peste 4 ori față de 1959, în ultimii ani au mai fost introduse și o serie de alte procedee noi. Dintre acestea dăm ca exemplu: sudarea în mediu protector de bioxid de carbon, sudarea în baie de zgură, craițuirea pieselor de mașini cu arc electric și aer comprimat pentru eliminarea zgomotului etc.

Menționăm că sudarea automată, introdusă îndeosebi la construcția navelor, la utilaje chimice, cazane de abur etc. are o productivitate de 6—7 ori mai mare decît sudarea manuală.

Însemnate avantaje economice aduce și utilizarea curenților de înaltă frecvență la tratamente termice, la topitul și încălzitul metalelor. La reperele supuse unui astfel de tratament productivitatea muncii crește de 2—6 ori, obținîndu-se în același timp și însemnate economii de materiale și energie.

* * *

La obținerea realizărilor importante înregistrate de industria construcțiilor de mașini, o contribuție de seamă o are activitatea intensă desfășurată pe linia asigurării cadrelor necesare și ridicării necontenite a pregătirii lor profesionale. Paralel cu creșterea considerabilă a rețelei școlilor profesionale tehnice se desfășoară o largă acțiune de perfecționare continuă a formelor organizate la locurile de muncă, prin care se asigură specializarea și asimilarea celor mai noi cuceriri ale științei și tehnicii de către masele largi de muncitori, ingineri și tehnicieni. Aceste măsuri explică nivelul tehnic ridicat al produselor și continua îmbunătățire și lărgire a gamei sortimentelor prin asimilarea rapidă a unui număr tot mai mare de produse de complexitate și nivel tehnic tot mai înalt, care pot sta, în multe cazuri, alături de cele mai bune realizări pe plan mondial.

Condițiile create de conducerea partidului și statului nostru pentru continua ridicare a nivelului profesional al cadrelor constituie garanția că realizările obținute pînă în prezent formează o bază puternică pentru succesele viitoare.

* * *

Cîtă deosebire între situația de azi a industriei construcțiilor de mașini și cea existentă cu 20 de ani în urmă. Romînia burghezo-moșierească importa 95% din mașinile și utilajele necesare satisfacerii volumului de investiții, și așa destul de redus, ca urmare a slabei dezvoltări a industriei.

În prezent, industria construcțiilor de mașini asigură 70% din cerințele economiei naționale, incomparabile ca volum, complexitate și nivel tehnic față de perioada anterioară, contribuind în același timp, într-o măsură din ce în ce mai mare, a lărgirea schimburilor comerciale cu alte state.

Astăzi, țara noastră nu livrează numai mașini, utilaje și agregate individuale, ci și linii tehnologice complete, instalații și chiar fabrici întregi. Pe lîngă exemplul rafinăriei de la Gauhati — India, proiectată, executată și montată de specialiști romîni, mai putem menționa și laminorul de țevi de 6″ livrat în R.P.D. Coreeană, și care constituie o sinteză a experienței acumulate și a capacității tehnice a constructorilor noștri de instalații și utilaje siderurgice. Acest lucru apare și mai evident dacă ținem seamă de faptul că laminorul are un grad de mecanizare și automatizare a liniilor tehnologice care-l situează la nivelul tehnic mondial.

De asemenea, în curînd va trece hotarele țării și locomotiva Diesel electrică de 2 100 CP.

Industria construcțiilor de mașini se află în plină dezvoltare, realizările obținute pînă în prezent constituind temelia avîntului anilor viitori, care deschid perspective noi de o amploare și mai mare.

* * *

Baza tehnico-materială care se lărgește și se întărește necontenit, experiența acumulată de cadrele care lucrează în această ramură de bază a industriei, dragostea și entuziasmul cu care se muncește pentru înfăptuirea sarcinilor trasate de partid, constituie garanția sigură a succeselor pe care industria construcțiilor de mașini le va înregistra în anii viitori.

CZ 669.14.018.23 : 621.941 (498)

Comportarea oţelurilor romîneşti în raport cu unii parametri ai dinamicii aşchierii prin strunjire

GHEORGHE CAŞLER

Industria constructoare de maşini utilizează astăzi o gamă variată de materiale, precizate în standardele de stat prin caracteristicile tehnice generale referitoare la compoziţia chimică şi proprietăţile fizico-mecanice, astfel încît atît constructorul, cît şi tehnologul pot cunoaşte oricînd, pentru materialul utilizat, proprietăţi ca : rezistenţa la rupere, alungirea, limita de curgere, compoziţia chimică în procente, tratamentul termic adecvat etc. Toate aceste caracteristici permit o corectă proiectare şi execuţie a organelor şi ansamblurilor de maşini.

Organele de maşini, în afara faptului că trebuie să fie bine proiectate şi dimensionate, reclamă şi o atentă execuţie, atît prin procese tehnologice la cald, cît şi prin cele la rece. În uzinele cu tehnicitate corespunzătoare, aceste procese tehnologice sînt proiectate precizîndu-se materialul din care se execută reperul, maşina-unealtă, sculele şi dispozitivele ce se vor utiliza, caracteristicile procesului de aşchiere, viteza, avansul, adîncimea de aşchiere, cum şi tratamentul termic, calitatea suprafeţelor şi precizia de execuţie cu respectarea toleranţelor prescrise. Marea majoritate a acestor condiţii nu se pot cunoaşte precis şi realiza decît dacă se completează proprietăţile tehnico-generale cuprinse în standarde cu o serie de parametri ai proceselor tehnologice, care se referă la vitezele de aşchiere, la forţele ce iau naştere în timpul prelucrărilor, la momentele de torsiune, la puterea cheltuită etc.

Determinarea experimentală a acestor parametri este o operaţie laborioasă, datorită numărului mare de încercări şi diversităţii materialelor folosite. În unele ţări s-au întocmit normative care precizează condiţiile optime generale în care trebuie să se facă aşchierea (viteză, avans, adîncime de aşchiere, putere, forţă etc.), funcţie de materialul şi dimensiunile sculelor, de materialul de prelucrat şi maşina-unealtă aleasă, de calităţile suprafeţelor prelucrate şi precizia de execuţie necesară.

În acest cadru general al problemei, Catedra de maşini-unelte, scule şi utilaj de la Institutul politehnic din Iaşi şi-a propus încă din anul 1956 să stabilească experimental parametrii care determină forţele de aşchiere la diferitele procese caracteristice, pentru materialele romîneşti standardizate.

În acest articol se prezintă în tabela 1, sintetizat, rezultatele privind stabilirea coeficienţilor x_p, y_p şi a constantei C_p ai forţei principale de aşchiere pentru strunjirea longitudinală, după relaţia :

$$P_z = C_p \cdot t^{x_p} \cdot s^{y_p} \,. \qquad (1)$$

Lucrările experimentale s-au efectuat cu un dinamometru mecanic tip G. A. Levit modificat (fig. 1) şi care permite să se lucreze cu o sensibilitate de 3 kgf pe o diviziune a comparatorului de 0,01 mm. S-a lucrat pe un strung S-3, cu un cuţit din oţel rapid sovietic R 18, avînd următoarea geometrie : $\alpha = 10°$, $\gamma = 25°$, $\lambda = 0°$, $K = 45°$, $K' = 15°$, fără lichid de ungere şi răcire şi cu îndepărtarea prealabilă a stratului ecruisat.

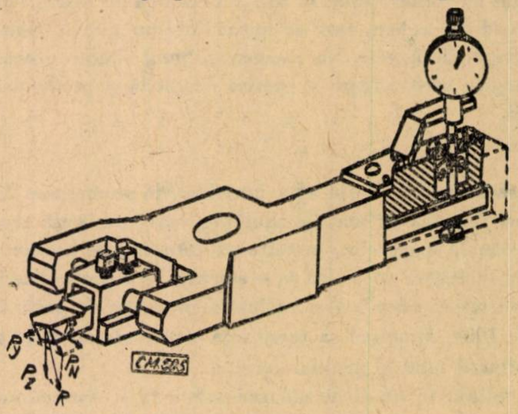


Fig. 1

Din tabela 1 care cuprinde marea majoritate a oţelurilor romîneşti pentru construcţii de maşini lipsesc însă unele materiale ca : oţelurile turnate OT STAS 600-61, oţelurile pentru automate STAS 1350-50, oţelurile inoxidabile şi anticorosive STAS 3583-60, cum şi oţelurile aliate pentru scule STAS 3611-58.

Pentru fiecare material din tabela 1 s-a întocmit cîte o diagramă dublu logaritmică (fig. 2, [3]), avînd în ordonată forţa P_z, iar în abscisă, avansul s şi adîncimea de aşchiere t. Conform relaţiei (1), în aceste diagrame s-au obţinut o serie de drepte atît pentru t = const., cît şi pentru s = const. Pentru a se reduce influenţa vitezei v asupra valorilor forţei P_z, fiind cunoscută alura curbelor $P_z = f(v)$ (fig. 3), fiecare valoare a acestei forţe înscrisă în diagrame s-a obţinut ca valoare medie a trei viteze diferite de aşchiere v.

Diagramele dublu logaritmice au servit apoi la aflarea exponenţilor y_p şi x_p care s-au putut determina din relaţii de forma :

$$\left.\begin{aligned} y_p &= \frac{\log P_{z2} - \log P_{z1}}{\log s_2 - \log s_1} \\ x_p &= \frac{\log P_{z2} - \log P_{z1}}{\log t_2 - \log t_1} \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

folosind fiecare dreaptă şi luînd pe ele două puncte extreme, convenabil alese pentru s, respectiv pentru t.

Exponenţii y_p şi x_p din tabela 1 reprezintă valorile medii ale lui y_p şi x_p aflate din fiecare dreaptă.

Tabela 1

Oţelul	STAS Nr.	HB, kgf/mm²	x_p	y_p	C_p
OL 34	500—49	99,1	1,03	0,75	138,6
OL 38	500—49	103,0	0,95	0,67	155,5
OL 42	500—49	143,0	0,95	0,87	169,2
OL 50	500—49	143,0	1,00	0,81	229,8
OL 60	500—49	207,0	0,98	0,76	155,2
OL 70	500—49	200,0	0,99	0,79	156,8
OLC 10	880—49	111,0	0,93	0,68	156,0
OLC 16	880—49	111,0	1,11	0,81	169,0
OLC 25	880—49	131,0	0,97	0,72	150,7
OLC 35	880—49	140,0	0,99	0,80	153,5
OLC 45	880—49	207,0	1,07	0,84	157,4
OLC 60	880—59	255,0	0,89	0,84	233,3
15 MoC 12	792—49	170,0	0,98	0,73	146,0
20 MoC 12	792—49	180,0	1,04	0,73	182,0
25 MoC 11	792—49	207,0	1,01	0,75	159,0
33 MoC 11	792—49	203,0	1,02	0,80	175,0
41 MoC 11	792—49	207,0	0,95	0,80	211,0
41 MoC 17	792—49	229,0	0,95	0,79	194,0
13 CO 4	872—49	111,0	0,90	0,80	184,0
13 CO 7	872—49	129,0	0,96	0,83	166,0
16 MC 10	872—49	156,0	0,92	0,80	160,0
20 MC 13	872—49	156,0	0,96	0,80	151,0
32 M 13	873—53	207,0	0,87	0,75	177,0
36 M 17	873—53	207,0	0,90	0,79	201,0
40 C 10	873—53	217,0	0,96	0,78	201,0
36 MS 12	873—53	207,0	0,93	0,76	192,0
40 MC 11	873—53	207,0	0,93	0,72	199,0
50 VC 11	873—53	229,0	0,93	0,80	206,0
Arc 1	795—49	302,0	0,90	0,75	230,0
Arc 2	795—49	285,0	0,90	0,75	181,0
Arc 3	795—49	285,0	0,91	0,75	229,0
Arc 4	795—49	285,0	0,91	0,82	242,0
Arc 5	795—49	255,0	0,95	0,77	198,0
Arc 6	795—49	255,0	0,94	0,79	214,0
Arc 7	795—49	285,0	1,07	0,77	200,0
13 N 15	793—53	156,0	0,96	0,75	162,0
13 CN 25	793—53	207,0	0,93	0,77	162,0
13 CN 35	793—53	207,0	0,91	0,76	170,0
13 CN 45	793—53	229,0	0,96	0,72	189,0
35 CN 15	793—53	207,0	0,96	0,75	182,0
35 CN 25	793—53	229,0	0,95	0,80	179,0
30 CN 35	793—53	255,0	1,00	0,77	186,0
35 CN 45	793—53	269,0	1,01	0,83	226,0
40 CN 12	793—53	218,0	0,94	0,77	187,0
40 CN 17	793—53	229,0	0,90	0,79	199,0
Rul 1	1456—50	238,0	0,97	0,77	228,5
Rul 2	1456—50	269,0	1,00	0,78	225,5
Rul 3	1456—50	223,0	1,02	0,81	205,5
OSC 7	1700—50	191,0	0,94	0,71	177,0
OSC 8	1700—50	189,0	1,09	0,74	176,0
OSC 8 M	1700—50	232,0	1,02	0,82	229,0
OSC 9	1700—50	184,0	1,06	0,76	188,0
OSC 10	1700—50	202,0	1,06	0,74	173,0
OSC 10 M	1700—50	198,0	0,99	0,78	229,0
OSC 12	1700—50	210,0	0,87	0,72	209,0
OSC 13	1700—50	212	0,91	0,69	222,0

Pentru determinarea constantelor C_p s-a folosit relaţia :

$$C_p = \frac{P_z}{t^{xpm} \cdot s^{ypm}}, \tag{3}$$

unde t^{xpm} şi s^{ypm} sînt tocmai aceste valori medii. Folosind fiecare dreaptă la $s = 1$, respectiv la $t = 1$, s-au determinat constantele C_p, iar valoarea lor medie C_{pm}, pentru fiecare material, se află, de asemenea, înscrisă în tabela 1.

Faptul că s-a lucrat la viteze de lucru cuprinse între 10 şi 20 m/min a permis utilizarea cu succes a dinamometrului amintit de tip mecanic. Se ştie că asemenea dinamometre mecanice dau rezultate excelente la viteze mici de aşchiere [13], deoarece în procesul de formare a aşchiei, la aceste viteze, forţa de aşchiere nu are variaţii mari, putîndu-se uşor aprecia valoarea sa medie prin lectura unui indicator (fig. 1). Cum asemenea rezultate bune se obţin însă la viteze mai mici decît 10 m/min,

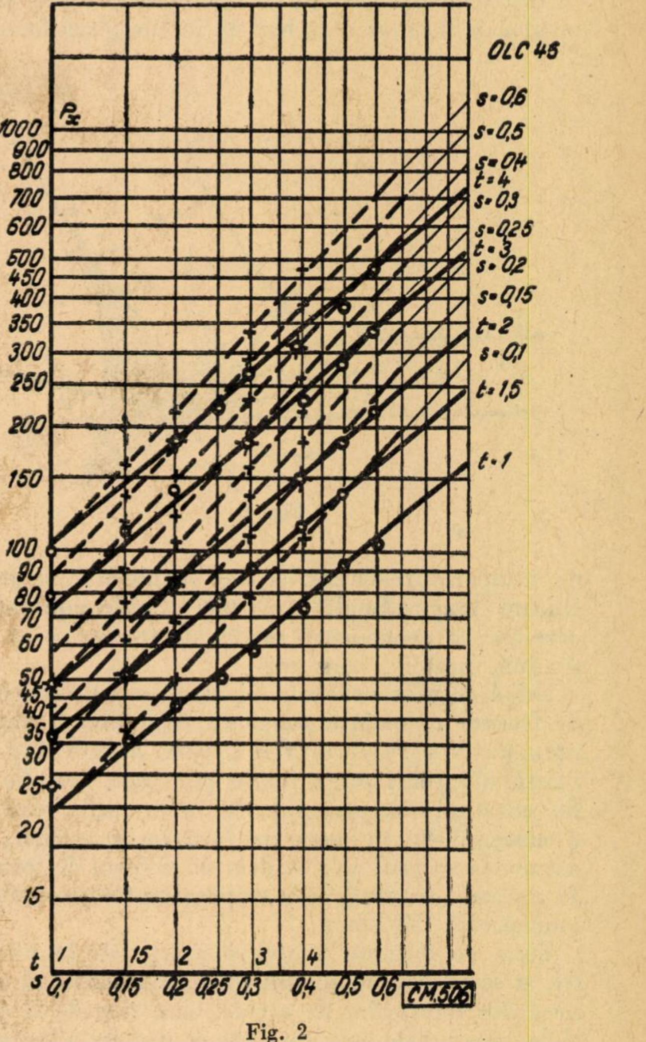


Fig. 2

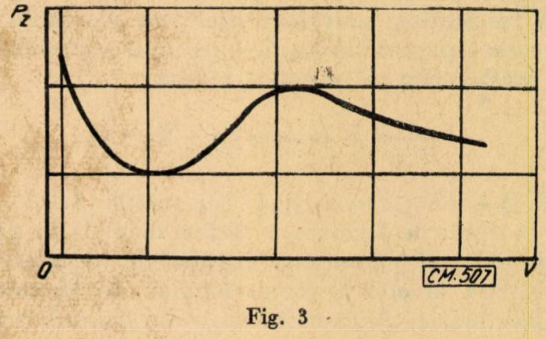


Fig. 3

dinamometrul folosit a fost modificat prin adaptarea unui dispozitiv de amortizare hidraulic, cu ajutorul căruia a putut fi folosit cu succes la viteze mai mari, față de schema clasică (fig. 4) de formare a așchiei la viteze mici.

În asemenea situații se admite că asupra procesului de formare a așchiei nu influențează factorii de temperatură-viteză, și nici fenomenul de stratificare longitudinală a așchiei (liniile punctate), care fac ca coeficientul mediu de frecare μ să nu rămînă, practic, constant.

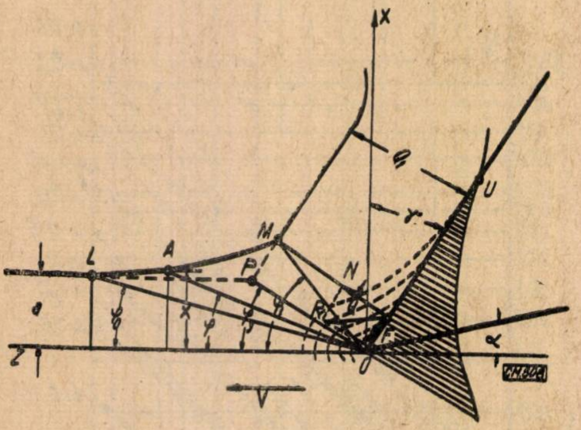


Fig. 4

După cum se vede din figura 4, acest coeficient de frecare reprezintă tangenta unghiului θ dintre normala N și rezultanta R și care, atunci cînd nu există alunecări după liniile punctate, trebuie să fie constant în procesul de deformație plastică a materialului în zona de formare a așchiei; în asemenea situații este evident că și forța de frecare F rămîne constantă, ceea ce permite folosirea dinamometrelor mecanice.

Zona de formare a așchiei începe de la planul OL și se încheie în planul OM, ca rezultat al alunecărilor straturilor de așchie, care trec de la grosimea a la grosimea a_1, aceasta ca urmare a faptului că în zona de deformație plastică iau naștere eforturi tangențiale unitare τ egale cu eforturile τ_s, ce caracterizează limita de curgere a materialului. În aceste condiții se aplică relația :

$$\tau \cdot b \frac{x}{\sin\varphi} = R \, . \cos\,(\varphi + \theta - \gamma), \tag{4}$$

unde b este lățimea așchiei. Din relația (4) se vede că procesul de formare a așchiei depinde în principiu de trei parametri: unghiul de degajare γ, rezistența la efortul τ, și unghiul de frecare θ.

Cum încercările experimentale din lucrările menționate s-au executat fără lichide de răcire, desigur că au apărut în acest caz fenomenele de stratificare longitudinală a așchiei, ceea ce a făcut ca $\theta \neq \neq$ const. și în același timp ca coeficientul de frecare μ să ia valori considerabile. Această situație, ca și faptul că nu s-a lucrat la viteze mici de așchiere, a impus înzestrarea dinamometrului cu amortizor hidraulic.

Viteza de așchiere influențează coeficientul de frecare (fig. 5), deoarece ea influențează forța normală specifică pe fața de degajare, rezistența la alunecare a straturilor de formare a așchiei, reducînd frecarea dintre așchie și fața de degajare. Faptul că s-a lucrat cu un unghi de degajare $\gamma = +25°$ va cere desigur, în anumite cazuri, să se introducă coeficienți de corecție la folosirea rezultatelor experimentale, fiind știut faptul că acest unghi are o influență mare asupra forțelor de așchiere (fig. 6).

Rezultă deci că valorile experimentale obținute depind atît de condițiile de lucru, cît și de caracteristicile regimurilor de așchiere adoptate și că folosirea lor în practică trebuie făcută atît corespunzător mărimilor s și t, cît și utilizînd unii coeficienți de corecție care să permită determinarea valorilor forțelor principale de așchiere P_z.

Acest lucru a fost rezolvat în marea majoritate a țărilor industriale avansate prin elaborarea de nomograme și normative care permit cu ușurință determinarea, în orice condiții, a valorilor componentelor P_z, P_y, P_x ale forței de așchiere R.

Unele dintre aceste normative [11] sînt mult folosite și în țara noastră, unde, în ceea ce privește forțele de așchiere la strunjirea longitudinală, ele sînt elaborate după metodica prezentată în continuare.

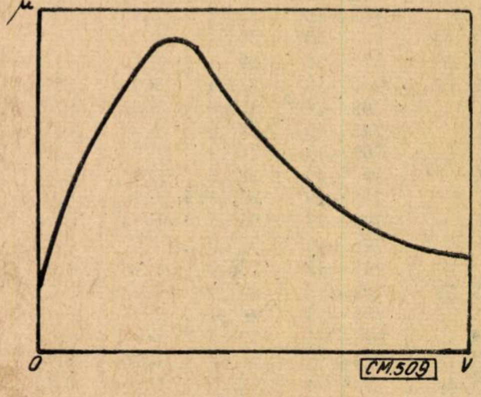


Fig. 5

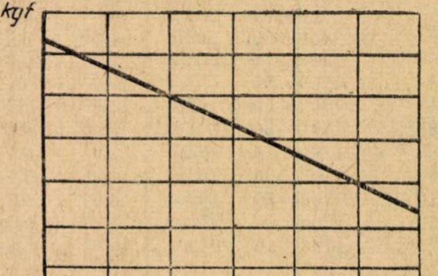


Fig. 6

Folosindu-se în strunjirea oțelului carbon de construcții cu $\sigma_r = 75$ kgf/mm² relația (1), s-au obținut pe bază de cercetări experimentale valorile pentru exponenții x_{pz}, y_{pz} și constanta C_{pz} :

$$C_{pz} = 200; \; x_{pz} = 1{,}00; \; y_{pz} = 0{,}75.$$

Cu aceste valori și luînd diverse date pentru s și t, s-au realizat tabele pentru forțele P_z. De remarcat că în ceea ce privește forța P_z, ea ne apare identică atît în așchierea cu răcire, cît și în cea fără răcire. Pentru situațiile cînd, fie la oțelurile de construcții cu carbon, fie la toate celelalte oțeluri, $\sigma_r \neq 75$ kgf/mm² se aplică coeficienți de corecție după o relație de forma :

$$k_{mpz} = \left(\frac{\sigma_r}{75}\right)^{n_p}, \tag{5}$$

unde σ_r este rezistența la rupere a respectivului material în kgf/mm², iar $n_p = 0{,}35 - 0{,}75$. În felul acesta, coeficientul de corecție k_{mpz} are valorile din tabela 2.

Tabela 2

kgf/mm²	30—40	40—50	50—60	60—70	70—80	80—90	90—100	100—110
k_{mpz}	0,69	0,76	0,82	0,89	1,00	1,1	1,18	1,28

Normativele sovietice introduc, de asemenea, coeficienți de corecție $k_{\gamma pz}$ pentru valorile unghiului de degajare γ, redați în tabela 3.

Tabela 3

γ°	kgf/m²	8	12	20	25	30
$k_{\gamma pz}$	50	—	—	1,06	1,00	0,94
	50—80	—	1,10	1,00	0,94	—
	80—100	1,06	1,00	0,91	—	—
	100—120	1,00	0,94	—	—	—

Coeficienții de corecție au fost stabiliți și pentru valorile razei de rotunjire a cuțitului r (tabela 4).

Tabela 4

r, mm	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0
k_{rpz}	0,87	0,93	1,00	1,04	1,10

În țara noastră, ca urmare a sarcinilor deosebite ce revin industriei constructoare de mașini, au fost elaborate în anul 1961 normative [12] care, printre altele, stabilesc și aceste forțe principale de așchiere P_z, la strunjirea longitudinală pentru diversele valori ale avansului s și ale adîncimii t, pe bază însă de nomograme; valorile P_z și coeficienții de corecție sînt prezentați în raport cu următoarele criterii luate drept unitate :

$\sigma_r = 75$ kgf/mm² (OLC 45); $K = 45°$; $K' = 15°$; $\alpha = 10°$; $r = 2$ mm.

În lucrare nu apar valorile C_p, x_p, y_p, obținute pentru oțelul etalon OLC 45 cu $\sigma_r = 75$ kgf/mm², din care motiv comparația cu rezultatele experimentale [1—10] nu se poate face decît direct la valorile prevăzute pentru P_z. Se încearcă, în continuare, să se realizeze acest lucru chiar pentru oțelul OLC 45 cu $\sigma_r = 75$ kgf/mm² la cîteva valori ale lui s și t.

Tabela 5

s, mm/rot	t, mm								
	1,0			2,0			3,0		
	Normative romînești P_z	Normative sovietice P_z	Tabela 1 P_z	Normative romînești P_z	Normative sovietice P_z	Tabela 1 P_z	Normative romînești P_z	Normative sovietice P_z	Tabela 1 P_z
0,1	33,5	36	30	—	—	—	—	—	—
0,2	60	60	50	118	120	110	—	—	—
0,3	80	81	70	155	162	150	—	—	—
0,4	—	—	—	190	200	185	300	300	290
0,5	—	—	—	—	—	—	350	357	350

Valorile obținute în funcție de tabela 1 sau de diagrama din figura 2 au fost reduse cu un coeficient general de corecție de $k_{pz} = 0{,}82$, luîndu-se în considerare că datele au fost realizate la $\gamma = 25°$ și fără rază de rotunjire; s-a luat deci în considerare $k_{\gamma pz} = 0{,}94$ și $k_{rpz} = 0{,}87$.

Analizînd valorile lui P_z precizate în kgf în tabela 5, se vede că sînt comparabile, cu o ușoară tendință totuși spre valori mai mici pentru cele obținute în funcție de datele experimentale din tabela 1.

Tabela comparativă 5 a fost întocmită pentru oțelul OCL 45, considerat etalon în elaborarea normativelor romînești și care are aceeași rezistență la rupere ca și oțelul sovietic luat etalon pentru normativele sovietice.

În continuare, se analizează, tot comparativ, situația de la alte oțeluri, adică se precizează în ce măsură prescripțiile normativelor în ceea ce privește introducerea coeficienților de corecție pentru material (k_{mpz}) satisfac datele obținute experimental (tabela 1).

În ce privește materialul așchiat [13], se constată experimental atît la viteze mici, cît și la viteze mari, că starea de deformație plastică și de comprimare a așchiei în zona de formare depinde de rezistența la deformație plastică a materialului așchiat. Cu cît această rezistență crește, cu atît starea de comprimare și deformație a zonei de formare a așchiei se modifică, în sensul că unghiul φ_y, dintre direcția de formare a straturilor așchiei și planul de așchiere, crește (fig. 4 și fig. 7), cu care ocazie coeficientul de comprimare a așchiei scade, așa cum apare și din cunoscuta relație (6) :

$$\xi = \frac{\cos(\varphi_y - \gamma)}{\sin \varphi_y}, \tag{6}$$

coeficientul de comprimare a așchiei fiind definit ca raportul $\xi = \frac{a_1}{a}$. Reducerea comprimării așchiei atrage după sine reducerea forței de așchiere, deci și a componentei P_z.

Pe de altă parte, cu îmbunătățirea proprietăților mecanice ale materialului așchiat, rezistența materialului în zona de formare a așchiei crește, ceea ce aduce după sine creșterea forțelor de așchiere, deci și a lui P_z.

În această situație, creșterea rezistenței la rupere a materialului așchiat poate atrage după sine variația forței de așchiere P_z într-un sens sau altul, în funcție de variația coeficientului de comprimare a așchiei ξ. Cum însă din datele experimentale apare faptul că la materiale cu rezistența la rupere σ_r mult diferite forța principală de așchiere P_z realizează valori neașteptate (tabela 6) [13], rezultă că modificarea așa de diferită a coeficientului de comprimare a așchiei nu poate fi pusă numai pe seama rezistenței la rupere a materialului, ci ea trebuie atribuită și influenței pe care o introduce natura materialului așchiat asupra procesului de formare a așchiei.

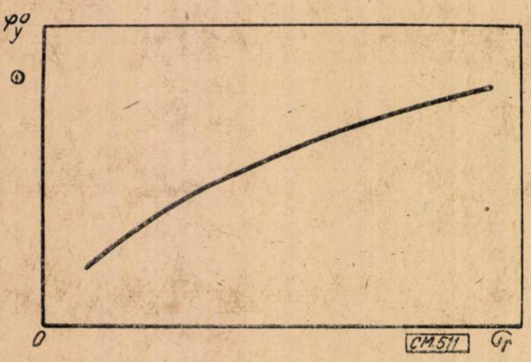


Fig. 7

Tabela 6

Materialul așchiat	φ_y	P_z	ξ
Cupru	9° 05′	500	6,2
Oțel St. 00	11° 50′	570	4,3
Oțel St. 10	16° 30′	450	3,5
Oțel St. 20 X	17° 40′	500	3,3
Oțel St. 1X18H9T	22° 54′	740	2,6

La viteze mari, concluziile de mai sus suferă unele completări, dacă se consideră influența pe care o exercită viteza de așchiere asupra comprimării așchiei. Din figura 8 se vede că la $v >$ 20 m/min, coeficientul de comprimare ξ crește o bună perioadă, o dată cu v, micșorînd efectul lui σ_r.

Din această cauză, la viteze mari de așchiere se poate vorbi numai de o tendință de scădere a forței P_z, o dată cu creșterea rezistenței la rupere a materialului așchiat, datorită reducerii coeficientului de comprimare a așchiei. Această concluzie scoate în evidență rolul deosebit ce-i rămîne, în consecință, rezistenței la rupere σ_r, la stabilirea forței principale de așchiere P_z și de asemenea importanța coeficienților de corecție funcție de materialul de așchiat (k_{mpz}).

Ținînd seamă de aceste observații, se analizează comportarea unor oțeluri romînești, de structură diferită, în raport cu cele trei metode de apreciere a forțelor de așchiere. Se consideră oțelul OL 34 cu $\sigma_r = 34—42$ kgf/mm^2 și oțelul OLC 60 cu $\sigma_r = 70 — 80$ kgf/mm^2.

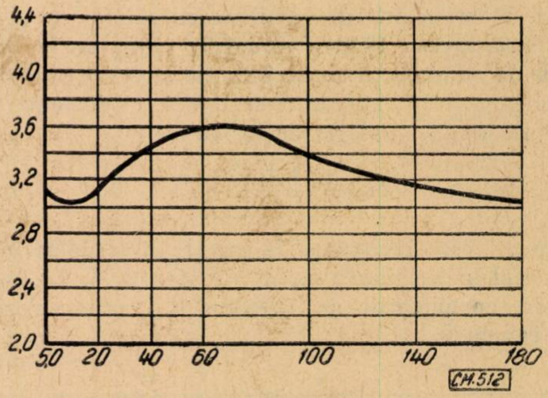


Fig. 8

Luînd aceleași valori pentru *s* și *t*, ca și în tabela 5, s-au obținut tabela 7 și tabela 8. Pentru oțelul OL 34 s-a lucrat după normativele romînești și sovietice cu un coeficient de corecție : $k_{pz} = k_{mpz} \,.\, k_{\gamma pz} \,.\, k_{rpz} = 0{,}76 \,.\, 1 \,.\, 0{,}87$, deci $k_{pz} = 0{,}66$, iar pentru oțelul OLC 60 cu un coeficient de corecție : $k_{pz} = k_{mpz} \,.\, k_{\gamma pz} \,.\, k_{rpz} = 1{,}1 \,.\, 0{,}91 \,.\, 0{,}87 = 0{,}87$.

Tabela 7

P_z, kgf	OL 34								
	t, mm								
	1,0			2,0			3,0		
s, mm/rot	Normative romînești	Normative sovietice	Tabela 1	Normative romînești	Normative sovietice	Tabela 1	Normative romînești	Normative sovietice	Tabela 1
0,1	22	24	27	47,5	47,5	55	70	71,5	82
0,2	39	39,5	42	80	79	85	118	119	130
0,3	53	53,5	56	106	106	115	160	158	175
0,4	67	66	70	125	120	140	200	198	220
0,5	75	79,5	81	160	158,5	170	250	235	260

Tabela 8

P_z, kgf	OLC 60								
	t, mm								
	1,00			2,00			3,00		
s, mm/rot	Normative romînești	Normative sovietice	Tabela 1	Normative romînești	Normative sovietice	Tabela 1	Normative romînești	Normative sovietice	Tabela 1
0,1	28	31	33	56	62,5	61	85	94	90
0,2	50	52	55	100	104	105	145	157	160
0,3	67	70,5	82	132	152	150	200	209	220
0,4	85	87	110	170	174	190	255	261	280
0,5	100	104,5	120	212	209	230	315	310,5	330

În concluzie, valoarea forței P_z la strunjirea longitudinală a oțelurilor romînești se poate determina cu succes, cu ajutorul valorilor constantelor C_p şi al exponenţilor x_p şi y_p cuprinşi în tabela 1, utilizînd relaţia (1) sau direct din diagramele dublu logaritmice din lucrările [1 — 10].

Folosirea coeficienţilor de corecţie la determinarea forţelor de aşchiere este strict necesară, deoarece aceşti coeficienţi modifică apreciabil valorile lui P; coeficienţii se pot folosi atît după normativele romîneşti, cît şi după cele sovietice.

Valoarea coeficientului $k_{\gamma p_z}$ este mai general exprimată în normativele sovietice, deoarece normativele romîneşti îi limitează utilizarea în funcţie de valorile optime ale lui γ, ceea ce nu este totdeauna posibil şi comod de realizat în practică.

Pentru $k \neq 45°$ se pot folosi coeficienţii de corecţie k_{kpz} din tabela 9.

Tabela 9

$K°$	10	20	30	45	60	75	90
k_{kpz}	1,32	1,16	1,08	1,0	0,98	1,06	1,08

Valorile lui P_x şi P_y apar în tabela 10 [14].

Ţinînd seamă de rezultatele comparative din tabela 5, 7 şi 8, se poate trage concluzia că folosirea normativelor este pe deplin recomandabilă. Totuşi, valorile după normative trebuie comparate cu datele experimentale din tabela 1, mai ales la valorile mai mari ale lui s şi t, aceasta deoarece panta dreptelor în diagramele dublu logaritmice, deci exponenţii x_p şi y_p, diferă faţă de cea adoptată la stabilirea normativelor, unde s-a admis $x_p = 1{,}0$ şi $y_p = 0{,}75$. Cu cît ecartul faţă de valorile $s = 2 — 3$ mm şi $t = 2 — 3$ mm creşte, cu atît aceste diferenţe apar mai evidente.

Tabela 10

$K°$	P_x :	P_z :	P_y
30	0,09 :	1 :	0,286
45	0,206:	1 :	0,21
60	0,31 :	1 :	0,156
90	0,36 :	1 :	0,1

Avînd în vedere că structura materialelor aşchiate influenţează asupra coeficienţilor de comprimare a aşchiei ξ, este de la sine înţeles că simpla apreciere a corecţiei în funcţie de k_{mp_z} nu este suficientă la stabilirea forţelor P_z, P_x şi P_y şi că, în consecinţă, la proiectarea proceselor tehnologice de aşchiere este util să se lucreze după diagramele dublu logaritmice sau după relaţia (1) folosind valorile C_p, x_p şi y_p (tabela 1), mai ales atunci cînd se lucrează cu oţeluri pe bază de înlocuitori.

---

[1] *Caşler, Gh.* şi colaboratori. Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală. În : Buletinul Institutului politehnic—Iaşi, tom. *II* (*VI*), fasc. 3—4, 1956. [2] *Caşler Gh.* şi colaboratori. Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, grupa OL STAS 500-49. În : Buletinul Institutului politehnic—Iaşi, tom. *IV* (*VIII*), fasc. 1—2, 1958. [3] *Bauşic, V.* şi colaboratori. Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, oţelurile STAS 880-49. În : Buletinul Institutului politehnic—Iaşi, tom. *IV* (*VIII*), fasc. 1—2, 1958, [4] *Caşler, Gh.* şi *Rener, Al.* Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, oţelurile STAS 873-53. În : Buletinul Institutului politehnic Iaşi, tom. *VI* (*X*), fasc. 1—2, 1960. [5] *Bauşic, V.* şi *Belousov, V.* Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, oţelurile STAS 792-49. În : Buletinul Institutului politehnic—Iaşi, tom. *VI* (*X*), fasc. 1—2, 1960, [6] *Răileanu, A.* şi *Nicolescu, D.* Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, oţelurile STAS 872-49. În : Buletinul Institutului politehnic Iaşi, tom. *VI* (*X*), fasc. 1—2, 1960. [7] *Bauşic, V.* şi *Belousov, V.* Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, nota VI, STAS 795-49. În : Buletinul Institutului politehnic—Iaşi, tom. *VI* (*X*), fasc. 3—4, 1960. [8] *Caşler, Gh.* şi *Rener, Al.* Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, nota VII, STAS 793-53. În : Buletinul Institutului politehnic—Iaşi, tom. *VII* (*XI*), fasc. 3—4, 1961. [9] *Răileanu, A.* şi colaboratori. Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, nota VIII, STAS 1456-50 (în manuscris). [10] *Răileanu, A.* şi *Nicolescu, D.* Determinarea parametrilor forţelor de aşchiere în procesul de strunjire longitudinală la oţelurile romîneşti, oţelurile STAS 1700-50, (în manuscris). [11] Ministerstvo stankostroienia. Rejimî rezania metallov instrumentami iz bîstrorejuscei stali. Moscova, Maşghiz, 1950 [12] Ministerul Metalurgiei şi Construcţiilor de Maşini. Normative unificate de regimuri de aşchiere a metalelor feroase, vol .*I* şi *II*, 1961. [13] *Zorev, N. N.* Voprosî mehaniki proţessa rezania metallov. Moscova, Maşghiz, 1956. [14] *Reznikov, N. I.* Ucenie o rezania metallov. Moscova, Maşghiz, 1947. [15] Corespondenţa oţelurilor utilizate în construcţia de maşini. Bucureşti, Institutul de documentare tehnică, 1956. [16] *Bugrimenko, I. F.* Opredelenie rejimov rezania dlea rabotî na tokarnîh stankah. Moscova, Maşghiz, 1963.

CZ 629.12 : 628.517.2 (498)

Măsuri pentru combaterea zgomotului la navele fluviale romîneşti

AURELIAN STAN, MIRCEA GRUMĂZESCU, LIVIU MATEI şi EMIL HĂRĂSTĂŞANU

Navele, de orice tip şi tonaj, constituie puternice surse de zgomot şi vibraţii.

Cele mai importante surse de zgomot şi vibraţii de la bordul navelor provin în principal de la instalaţiile de maşini şi din scurgerea apei în jurul navei. Nivelul de intensitate a zgomotului şi a vibraţiilor se datoreşte atît funcţionării instalaţiilor de forţă pentru propulsia navelor (cazane şi maşini cu abur, motoare Diesel etc.), cît şi diferitelor instalaţii auxiliare (motoare auxiliare, grupuri electrogene, compresoare, instalaţii de ventilaţie, reductoare etc.). La acestea se mai adaugă şocurile din articulaţiile pieselor mobile ale motoarelor (supape, arbori de distribuţie), zgomotul şi vibraţiile determinate de scurgerea prin conductele motoarelor a diferitelor fluide (aer, apă etc.), cum şi de evacuarea gazelor arse la coş.

În timpul navigaţiei, datorită forţelor hidrodinamice, atît corpul navei cît şi elicea sînt acţionate de forţe perturbatoare. Pe de o parte, sub acţiunea vitezei variabile pe care o are apa în contact cu elicea, palele elicei produc forţe, presiuni şi cupluri de rotaţie variabile, iar pe de altă parte, prin trecerea succesivă a palelor pe lîngă corpul navei se produc variaţii de presiune şi deci forţe hidrodinamice ce acţionează asupra corpului navei. În acest mod forţele şi cuplurile componente care acţionează produc vibraţii de răsucire, longitudinale şi transversale, care se transmit şi la corpul navei, frecvenţa vibraţiilor produse de elice fiind proporţională cu turaţia şi cu numărul palelor.

Elicea mai poate contribui la producerea vibraţiilor atît printr-o funcţionare în regim necorespunzător, ca urmare a fenomenului de cavitaţie, cît şi prin apariţia unor forţe şi cupluri de inerţie suplimentare rezultate dintr-o prelucrare cu excentricităţi mari.

Funcţionarea motoarelor şi elicelor pune în vibraţie structurile metalice ale navei (coca, osatura etc.), vibraţii care mai pot fi amplificate şi prin rezonanţă. Structurile metalice ale navei devin ele înseşi surse sonore, care transmit zgomotele în mediul înconjurător, atît pe cale aeriană cît şi prin conducţia propriu-zisă.

Nu poate fi neglijat nici zgomotul de impact produs de deplasarea călătorilor şi echipajului pe punţile metalice (fig. 1).

În ceea ce priveşte nivelul de tărie a zgomotelor, cercetările efectuate pe diferite nave au arătat că în sălile de maşini cu turaţie mare nivelul zgomotului depăşeşte de multe ori 115—118 foni. Este evident că în asemenea condiţii inteligibilitatea convorbirii este necorespunzătoare, personalul oboseşte, iar transmiterea comenzilor în sala maşinilor se face cu greutate, fapt ce împiedică o exploatare normală a navei.

Pentru reducerea nivelului intensităţii zgomotului pînă la limite admisibile, trebuie luate o serie de măsuri, chiar de la proiectare.

În cazul navei fluviale „Olteniţa", construită în ţara noastră, au fost luate o serie de măsuri, printre care se menţionează :

— dispunerea judicioasă a cabinelor în raport cu sursele de zgomot, interpunîndu-se între acestea compartimente de utilitate generală, în care este posibilă existenţa unui nivel de zgomot mai ridicat (fig. 1);

— realizarea de pereţi despărţitori între cabine care să asigure o izolare fonică corespunzătoare;

— amplasarea pe suporturi elastice a motoarelor auxiliare;

— introducerea de atenuatoare de zgomot pe conducta principală de evacuare a gazelor;

— acoperirea punţilor de promenadă şi de manevră cu mastic antivibratil.

Pentru verificarea eficienţei măsurilor adoptate au fost efectuate măsurări acustice în sălile de maşini, în cabinele pentru personal, în cabinele pentru pasageri şi în sălile de restaurant. S-a utilizat în acest scop o instalaţie Bruel & Kjaer.

O primă serie de măsurări acustice, care au constat din determinarea nivelului sonor şi din analiza

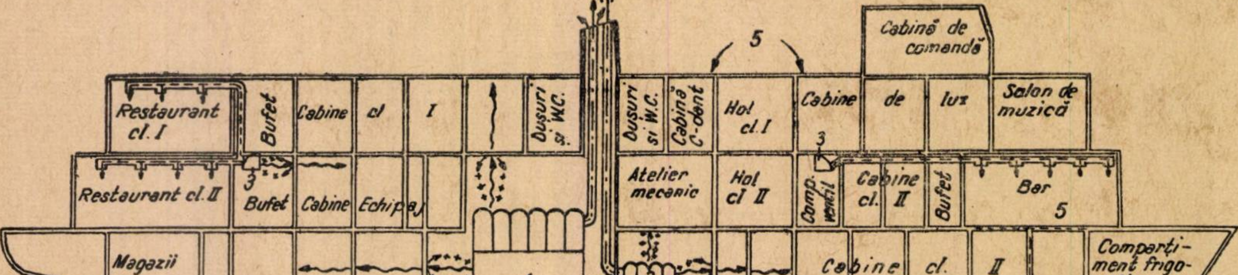


Fig. 1

zgomotului, a fost efectuată în sala mașinilor principale. În această încăpere zgomotul este datorit celor trei motoare de propulsie Diesel, iar nivelul sonor, care variază în funcție de turația motoarelor, este cuprins între 95 și 105,5 dB, măsurat cu fonometrul, utilizîndu-se scara de ponderare C*. În diagrama din figura 2 este reprezentată această variație, curba respectivă putînd fi asimilată cu o dreaptă.

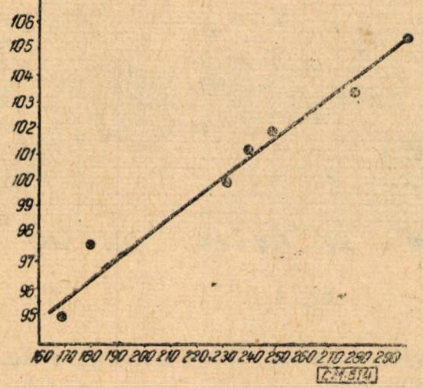


Fig. 2

Spectrul de frecvență corespunzător zgomotului produs de cele trei motoare de propulsie pentru turația de 250 rot/min este indicat în diagrama din figura 3. Se constată că în spectru predomină componente de frecvență joasă și mijlocie. Pe diagramă s-a trasat și curba nivelului limită admisibil — curba de zgomot C_z 85 — admisă ca limită în cazul unei durate de lucru continuu de 5 h în mediul respectiv. Din examinarea comparativă a curbelor rezultă că pentru anumite benzi de frecvențe nivelul zgomotului depășește curba limită, depășiri care ating 8 dB la frecvența de 2 000 —2 500 Hz.

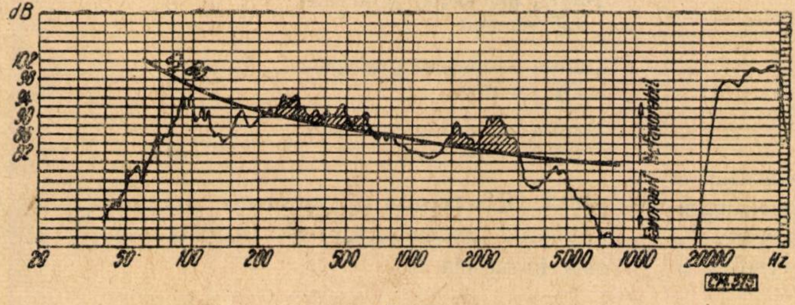


Fig. 3

O a doua serie de măsurări a fost efectuată în sala mașinilor auxiliare și a constat din determinarea nivelului sonor și din analiza zgomotului produs. Măsurările au fost efectuate atît în cazul navei în mers, cît și atunci cînd nava staționează. Rezultatele măsurărilor sînt indicate în tabela 1.

Din examinarea datelor se constată că nu există o diferență apreciabilă între valorile obținute în cele două situații în care se găsea nava pe timpul cît s-au efectuat măsurările, în staționare și în mers.

Tabela 1

Situația navei	Condițiile de măsurare	Nivel sonor		
		dB*C*	dB*B*	dB*A*
Nava la chei	un singur motor în funcțiune	98	98	97
	două motoare în funcțiune	100	100	99
Nava în mers	un singur motor în funcțiune	99	98	97
	două motoare în funcțiune (lîngă un motor)	101	101	100
	două motoare în funcțiune (între cele două motoare)	102	102	101

Spectrul de frecvență corespunzător zgomotului produs de un motor auxiliar în funcție de frecvență este indicat în diagrama din figura 4. Se constată că în spectru predomină componentele de frecvență înaltă, care fac ca zgomotul să fie strident, supărător organului auditiv. Pe diagramă s-a trasat și curba C_z 85, de unde rezultă surplusul de nivel acustic. În domeniul frecvențelor medii și înalte este necesară o reducere a nivelului intensității acustice de aproximativ 12—16 dB.

Cu toate că nivelurile globale ale zgomotului produs de motoarele auxiliare și de cele principale sînt aceleași, totuși, datorită componentelor de medie și înaltă frecvență care predomină în spectrul zgomotului generat de motoarele auxiliare, acesta apare mai supărător și reducerea de nivel care trebuie realizată este mai pronunțată.

O altă serie de măsurări au fost efectuate în cabinele pentru pasageri, atît pe timpul staționării vasului cît și în mers. Rezultatele măsurărilor sînt indicate în tabela 2.

Din examinarea datelor obținute se constată că nivelul sonor, în cabinele de pe puntea I, scade cu cît punctul de măsurare se deplasează de la pupă la provă, nivelurile cele mai ridicate fiind înregistrate în cabinele personalului de deservire a vasului, cele mai apropiate de sala mașinilor.

Din examinarea datelor măsurărilor de nivel sonor în cabinele de la puntea a II-a, făcute atît cu nava la chei cît și cu nava în mers, se constată în ultimul caz o creștere a nivelului sonor cu aproximativ 13 dB, datorită funcționării motoarelor pentru propulsia navei.

Diferențele dintre nivelurile sonore existente în cabinele de la puntea superioară față de cele din cabinele de la puntea inferioară, și care se găsesc pe aceeași verticală, nu sînt mari. Acest fapt se poate explica, în special, prin transmiterea prin conducţia solidă a zgomotului de la sala maşinilor în întreg corpul vasului.

---

* Scara de ponderare *C* a fonometrului ține seamă de sensibilitatea urechii în funcție de frecvență.

Pentru a fi pus în evidenţă spectrul zgomotului existent în cabine, s-a efectuat o analiză de zgomot la puntea I, în cabina 4, aflată în vecinătatea sălii maşinilor principale. Rezultatul măsurării este indicat în diagrama din figura 5, constatîndu-se că în spectru predomină componentele de joasă frecvenţă. Cum în prezent nu există norme sau standarde definitive care să prevadă limitele admisibile de zgomot în cabinele de pasageri sau în postul de comandă al navei, s-a considerat că poate fi luată ca limită, în aceste cazuri, curba de zgomot C_z 55, curbă ce a fost trasată pe diagramă. Se constată o depăşire de 4—6 dB, în întregul spectru audibil.

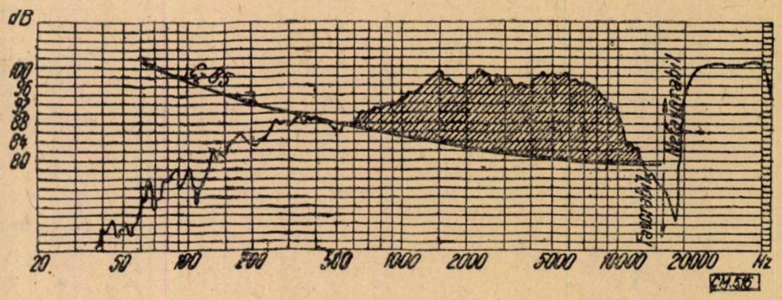


Fig. 4

În restul cabinelor destinate pasagerilor, nivelul sonor fiind mai redus cu 2—4 dB, rezultă că în aceste cazuri nu sînt de semnalat depăşiri ale limitei de zgomot.

Tabela 2

Situaţia navei	Condiţii de măsurare	Nivel sonor		
		dB *C*	dB *B*	dB *A*
Nava în mers	cabine la puntea I			
	— cabina 4	78	74	69
	— cabina 5	77	73	68
	— infirmerie	76	73	68
	— cabina 103	65	62	58
	— restaurant	62	60	57
Nava la chei	cabine la puntea a II-a			
	— cabina 15			
	— cu ventilator în funcţiune	63	59	55
	— fără ventilator	61	57	53
	— cabina 13			
	— cu ventilator în funcţiune	62	58	55
	— fără ventilator	60	56	52
Nava în mers	cabine la puntea a II-a			
	— cabina 15	77	73	67
	— cabina 11	75	70	64

Cu toate că reducerea nivelului zgomotului a constituit o preocupare de la începutul proiectării navei Olteniţa, adoptîndu-se o serie de măsuri de izolare fonică, totuşi, faptul că în urma verificării situaţiei pe bază de măsurări s-au constatat în unele cazuri depăşiri ale limitelor admisibile, a impus unele măsuri de îmbunătăţire a situaţiei existente. Unele dintre aceste măsuri au putut fi luate chiar la nava construită, altele au fost indicate a se lua cu ocazia proiectării noilor vase fluviale.

Ca măsuri destinate să reducă nivelul zgomotului, atît în sala maşinilor cît şi în cuprinsul navei, se menţionează :

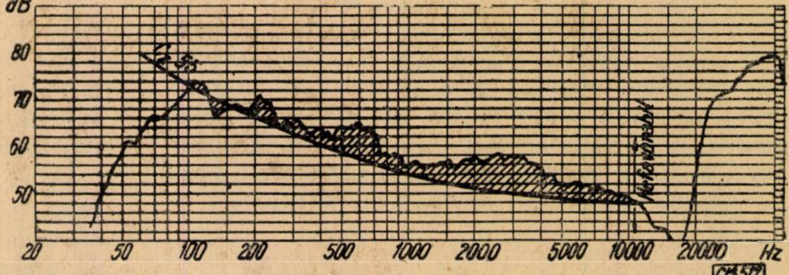


Fig. 5

— carcasarea motoarelor auxiliare sau compartimentarea acestora; la vasul fluvial „Carpaţi", construit ulterior, izolarea fonică a motoarelor auxiliare s-a făcut prin amplasarea lor într-un compartiment special insonorizat, tratat fonic în interior; aparatele indicatoare destinate controlului funcţionării motoarelor au fost scoase în afara compartimentului şi montate pe peretele metalic despărţitor, astfel încît personalul de deservire nu mai este obligat a sta în imediata vecinătate a motoarelor;

— insonorizarea sălii maşinilor principale prin tratarea acustică a pereţilor încăperii şi amortizarea pereţilor metalici cu un strat de mastic;

— reducerea nivelului zgomotului prin amortizarea vibraţiilor din regiunea pupei; în acest scop, s-a aplicat pe tablele metalice de la fundul vasului şi pe osatura metalică un strat din mastic de 100—150 mm grosime, alcătuit din bitum cu granule de plută. Efectuîndu-se măsurări înainte şi după aplicarea tratamentului au rezultat valorile indicate în tabela 3.

Tabela 3

Condiţiile în care au fost efectuate măsurările	Nivel sonor dB *C*	
	iniţial	final
Turaţia motoarelor principale 150 rot/min	95	85
Turaţia motoarelor principale 200 rot/min	101	92
Turaţia motoarelor principale 300 rot/min	103	94

— îmbunătăţirea izolării fonice în partea de acces la sala maşinilor prin dublarea uşilor metalice şi prin tratarea acustică a antecamerei de acces;

— reducerea transmisiei zgomotului prin conducţie solidă, prevăzîndu-se în acest scop racorduri şi prinderi elastice pentru tubulatură.

În concluzie, din cele arătate se poate vedea că tehnica actuală este în măsură să asigure condiţiile de linişte necesară la bordul navelor. Pentru obţinerea unei eficienţe maxime a măsurilor luate şi pentru ca soluţiile adoptate să fie cît mai economice, trebuie ca problema combaterii zgomotului şi vibraţiilor să fie abordată încă de la începutul proiectării.

[1] *Zboralschi, D.* Combaterea zgomotului în pas cu vremea pe navele căii ferate germane HF. S. „Theodor Heuss“, M. S. „Grünken“. În: Glasers Annalen 83, nr. 4, 1959. [2] *Hărăstăşanu, E.* Combaterea zgomotului la nave. În: Schiffbautechnik 8, nr. 12, 1958. [3] *Petrowschi, W. N.* Surse de zgomot la motoarele Diesel ale navelor. În: Schiffbautechnik, 77, nr. 10, 1960. [4] *Stan, A., Grumăzescu, M.* şi *Matei, L.* Reducerea nivelului zgomotelor cu ajutorul carcaselor. În: Revista Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 1, 1962, p. 78—84.

CZ 621.43.068: 543.27(083. 57)

O metodică de calcul al excesului de aer şi al dozajului pe baza datelor analizoarelor electrice

ADRIAN RADU-CERNEA şi D. DOBRINESCU

Una dintre determinările cele mai importante din cadrul încercărilor motoarelor cu ardere internă este determinarea coeficientului de exces de aer λ şi a dozajului d.

Coeficientul de exces de aer, respectiv raportul dintre cantitatea reală de aer consumat şi cantitatea de aer teoretic necesar pentru arderea completă a combustibilului, ca şi dozajul, respectiv raportul dintre cantitatea de combustibil şi cantitatea de aer (kgf combustibil/kgf aer), sînt indicatori extrem de importanţi, atît pentru caracterizarea gradului de perfecţiune a procesului de ardere, cît şi pentru efectuarea unor reglaje legate de formarea amestecului carburant. Uneori noţiunea de dozaj se utilizează şi pentru inversul coeficientului de exces de aer [1].

Modalitatea cea mai simplă pentru determinarea coeficientului de exces de aer şi a dozajului s-ar părea că este măsurarea directă a consumurilor de combustibil şi de aer, în timpul funcţionării motorului. Totuşi, această metodică simplă la prima vedere se complică în multe cazuri. La motoarele în doi timpi, o cantitate importantă de aer sau de amestec combustibil-aer se pierde din cauza baleiajului. Chiar la motoarele în patru timpi, datorită suprapunerii parţiale a fazelor de distribuţie, o parte din cantitatea de aer sau de amestec combustibil-aer nu ia parte la procesul de ardere şi iese din cilindru în conducta de evacuare. Se mai constată uneori pierderi de aer sau de amestec în cilindru, în timpul compresiunii.

Însăşi măsurarea debitului de aer consumat de motor, în timpul funcţionării sale, comportă dificultăţi legate de caracterul pulsatoriu al curentului de aer în conducta de admisiune, iar prezenţa contorului pe conducta de admisiune a aerului poate reduce sensibil presiunea de admisiune.

O metodă mai corectă de determinare a valorilor λ şi d poate decurge din analiza produselor rezultate din ardere [2]. Această operaţie se realizează mai ales cu ajutorul analizoarelor chimice şi al celor electrice [3].

Folosirea analizoarelor chimice reclamă însă un timp mai îndelungat şi poate fi legată de o serie de erori [4].

O influenţă însemnată asupra preciziei rezultatelor analizei chimice o are variaţia temperaturii probei de gaze în timpul analizei. Erori relativ mari la analiză le pot aduce solubilitatea bioxidului de carbon în apă, utilizarea unor soluţii de concentraţie scăzută etc. Metodica de calcul al coeficientului de exces de aer şi al dozajului, pe baza datelor analizoarelor chimice, este cunoscută [5], [6].

Analizoarele electrice corect etalonate elimină posibilităţile de erori şi măresc în mod substanţial precizia rezultatului. Din categoria analizoarelor electrice, cel mai frecvent sînt utilizate cele care permit obţinerea procentelor de bioxid de carbon şi de oxid de carbon din produsele rezultate din ardere. În funcţie de aceste date se impune stabilirea unor relaţii de calcul pentru determinarea coeficientului de exces de aer şi a dozajului. Este, fără îndoială, indicat ca relaţiile găsite să dea posibilitatea construirii unor nomograme care să permită citirea imediată a rezultatului. În acest sens se orientează şi metodica menţionată în cele ce urmează.

Deducerea relaţiilor se bazează pe cîteva ipoteze simplificatoare, foarte apropiate de realitate. Se consideră că în combustibilii petrolieri lichizi, utilizaţi curent în motoarele cu ardere internă, se găsesc numai hidrocarburi, excluzînd prezenţa altor elemente, în afara carbonului şi hidrogenului. În procesul de ardere, în primul rînd arde, în totalitate, hidrogenul şi apoi carbonul. Ca produs al arderii incomplete se ia în considerare numai prezenţa oxidului de carbon. Simplificările menționate nu duc la erori sensibile, deoarece în combustibilii petrolieri proveniți din țițeiurile romînești conținutul de sulf, oxigen și azot este în general sub 1% (în greutate), iar prezența carbonului liber și a hidrogenului liber în gazele arse este neglijabilă.

Este, fără îndoială, preferabil ca încercările motoarelor cu ardere internă să fie precedate de analiza chimică elementară a combustibililor utilizați pentru determinarea fracțiilor gravimetrice ale elementelor componente, în primul rînd a conținutului de carbon.

În lipsa unei determinări experimentale, fracția gravimetrică a carbonului din combustibilii petrolieri lichizi poate fi calculată, cu suficientă exactitate, în funcție de densitatea relativă a combustibilului ρ (în raport cu apa, la 15°C) cu ajutorul relației :

$$c = 0{,}15\ \rho + 0{,}74,\ \text{kgf C/kgf comb.}$$

La arderea amestecurilor de hidrocarburi, admițîndu-se ca produs de ardere incompletă numai oxidul de carbon, gazele arse uscate conțin, în cazul general, următorii componenți : CO_2, CO, N_2 și O_2. Notînd cu Y_i procentele molare ale componenților gazelor arse uscate, se poate scrie că :

$$Y_{CO_2} + Y_{CO} + Y_{N_2} + Y_{O_2} = 100, \qquad (1)$$

adică într-o cantitate de 100 kmol gaze arse uscate sînt conținuți Y_{CO_2} kmol CO_2, Y_{CO} kmol CO, Y_{N_2} kmol N_2 și Y_{O_2} kmol O_2.

Știind că, atît un kmol CO_2, cît și un kmol CO conțin cîte 12 kgf carbon, rezultă că combustibilul ars conține :

$$G_C = 12\ (Y_{CO_2} + Y_{CO}),\ \text{kgf C}. \qquad (2)$$

În cazul de față, oxigenul real consumat se poate exprima, în funcție de compoziția molară a aerului și de numărul de kmol N_2, astfel :

$$\frac{21}{79} Y_{N_2} = 0{,}266\ Y_{N_2},\ \text{kmol } O_2.$$

Din această cantitate totală de O_2, o parte se consumă pentru oxidarea completă a unei părți din carbonul conținut de combustibil :

$$Y_{CO_2}\ \text{kmol } O_2,$$

o parte se consumă pentru oxidarea parțială a restului cantității de carbon conținut de combustibil :

$$0{,}5\ Y_{CO}\ \text{kmol } O_2,$$

o parte apare direct în gazele arse :

$$Y_{O_2}\ \text{kmol } O_2,$$

iar diferența reprezintă oxigenul consumat pentru oxidarea hidrogenului existent în combustibil :

$$0{,}266\ Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\ Y_{CO} - Y_{O_2},\ \text{kmol } O_2.$$

Deoarece un kmol O_2 se combină cu 4 kgf H_2, cantitatea de hidrogen existent în combustibilul ars, pentru obținerea a 100 kmol gaze arse uscate, va fi :

$$G_H = 4(0{,}266\ Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\ Y_{CO} - Y_{O_2}),\ \text{kgf } H_2. \qquad (3)$$

Cantitatea de combustibil ars se obține prin însumarea cantității de C și a cantității de H_2 :

$$G = G_C + G_H.$$

Înlocuind în expresia lui G_H pe Y_{N_2} conform relației (1) se obține :

$$G = 106{,}4 + 6{,}936\ Y_{CO_2} + 8{,}936\ Y_{CO} - 5{,}064\ Y_{O_2},\ \text{kgf combustibil}. \qquad (4)$$

Cu ajutorul relațiilor (2) și (4) se poate exprima fracția gravimetrică a carbonului existent în combustibilul ars :

$$c = \frac{G_C}{G} = \frac{12\ Y_{CO_2} + 12\ Y_{CO}}{106{,}4 + 6{,}936\ Y_{CO_2} + 8{,}936\ Y_{CO} - 5{,}064\ Y_{O_2}}$$

și, în continuare, valoarea lui Y_{O_2} în funcție de Y_{CO_2}, Y_{CO} și c:

$$Y_{O_2} = \frac{8{,}87.c + 0{,}578\ Y_{CO_2}.c + 0{,}745\ Y_{CO}.c - Y_{CO_2} - Y_{CO}}{0{,}442\,.\,c} \qquad (5)$$

Cantitatea de aer real consumat pentru obținerea a 100 kmol gaze arse uscate se exprimă simplu în funcție de cantitatea de azot :

$$L_1 = \frac{100}{79}\ Y_{N_2} \cdot 29,\ \text{kgf aer}. \qquad (6)$$

Deoarece un kgf C necesită, pentru oxidarea completă, 1/12 kmol O_2, iar un kgf H_2 necesită 1/4 kmol O_2, expresia :

$$\frac{G_C}{12} + \frac{G_H}{4}$$

reprezintă numărul de kmol O_2 necesar arderii teoretice a cantității de combustibil, corespunzătoare bazei de calcul admise.

Consumul teoretic de aer corespunzător este :

$$L_o = \frac{100}{21}\left(\frac{G_C}{12} + \frac{G_H}{4}\right) 29,\ \text{kgf aer}. \qquad (7)$$

Coeficientul de exces de aer λ se poate scrie :

$$\lambda = \frac{L_1}{L_o} = \frac{\frac{100}{21}\ Y_{N_2} \cdot 29}{\frac{100}{21}\left(\frac{G_C}{12} + \frac{G_H}{4}\right) \cdot 29}.$$

Înlocuind pe G_C și G_H conform relațiilor (2) și (3), apoi pe Y_{N_2} conform relației (1) și final pe Y_{O_2} conform relației (5), se obține expresia lui λ în funcție de Y_{CO_2}, Y_{CO} și c :

$$\lambda = \frac{100\,c + (3 - 3c)\ Y_{CO_2} + (3 - 3{,}5\ c)\ Y_{CO}}{(14{,}28 - 9{,}52\ c)\ (Y_{CO_2} + Y_{CO})}. \qquad (8)$$

Pe baza acestei relații s-a construit nomograma redată în figura 1, în care se poate citi direct valoarea coeficientului de exces de aer, în funcţie de datele obţinute cu analizoarele electrice şi de conţinutul de carbon al combustibilului consumat. De exemplu, pentru

$$Y_{CO_2} = 11{,}1\,;\ Y_{CO} = 4{,}1\,;\ c = 0{,}842\,;$$

rezultă :

$$\lambda = 0{,}94.$$

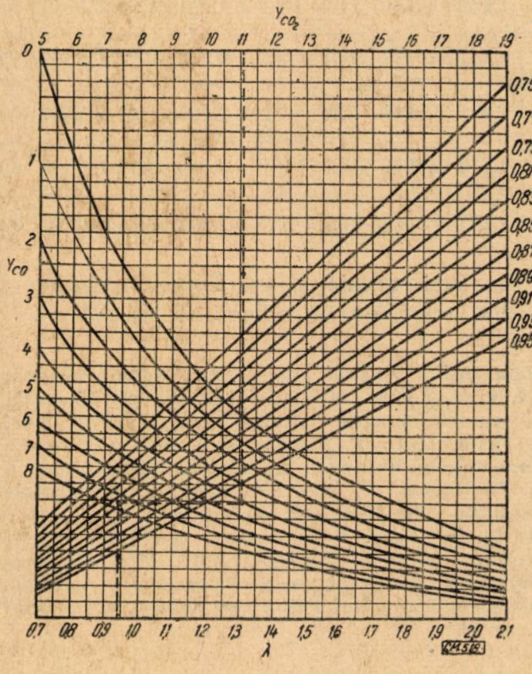


Fig. 1

Dozajul *d* poate fi exprimat prin relaţia :

$$d = \frac{G}{L_1} = \frac{106{,}4 + 6{,}936\,Y_{CO_2} + 8{,}936\,Y_{CO} - 5{,}064\,Y_{O_2}}{\frac{100}{79}\,(100 - Y_{CO_2} - Y_{CO} - Y_{O_2})29}\,.$$

Înlocuind pe Y_{O_2} cu expresia sa din relaţia (5) se obţine expresia lui *d* în funcţie de Y_{CO_2}, Y_{CO} şi c :

$$d = \frac{Y_{CO_2} + Y_{CO}}{241{,}5\,.\,c + (7{,}25 - 7{,}25\,.\,c)\,Y_{CO_2} + (7{,}25 - 8{,}47\,.\,c)\,Y_{CO}}\,,\ \frac{\text{kgf comb.}}{\text{kgf aer}}. \tag{9}$$

Pe baza acestei relaţii s-a construit nomograma redată în figura 2, în care se poate citi direct valoarea dozajului, în funcţie de datele obţinute cu analizoarele electrice şi de conţinutul de carbon al combustibilului consumat. De exemplu, pentru valorile lui Y_{CO_2}, Y_{CO} şi *c* de mai sus rezultă :

$$d = 0{,}07 \text{ kgf comb/kgf aer.}$$

Verificarea relaţiilor de calcul (8) şi (9), ca şi a nomogramelor din figurile 1 şi 2, s-a făcut în paralel cu calculul coeficientului de exces de aer şi al dozajului, folosindu-se concomitent şi celelalte două metode uzuale :

— măsurarea debitului de aer şi a debitului de combustibil consumat ;

— determinarea cu ajutorul unui analizor chimic.

Încercările s-au executat pe motorul monocilindric I.T.9—2 pentru determinarea cifrei octanice. Debitul de aer s-a măsurat cu ajutorul unui contor de aer, tip B 27, fabricat de „Gas und Wasserfabrik A.G." (Elveţia).

Drept analizor chimic s-a utilizat analizorul tip Orsat. Analizorul electric folosit a fost de tipul Willy Giede.

S-au folosit drept combustibili o benzină A-60, izooctan şi benzen.

În cazul analizei chimice cu ajutorul analizorului Orsat s-au făcut minimum 5 determinări. În calculele lui λ şi *d* pe baza măsurării cantităţilor de aer şi de combustibil s-au făcut corecţiile necesare, ţinînd seamă de valorile presiunii şi temperaturii ambiante.

Rezultatele determinărilor sînt cuprinse în tabela 1. Se menţionează că datele analizei Orsat sînt cele care s-au dovedit aproape identice în două dintre cele cinci determinări.

Valorile mai mari ale excesului de aer, respectiv valorile mai mici ale dozajului, înregistrate pe baza măsurărilor debitelor de aer şi combustibil, se explică prin măsurarea unui debit de aer mai mare decît cel real consumat în procesul de ardere. Într-adevăr, determinări precise au stabilit existenţa unor scăpări de aer.

Se constată că rezultatele obţinute cu ajutorul relaţiilor (8) şi (9) sînt extrem de apropiate de valorile obţinute cu analizorul Orsat. În orice

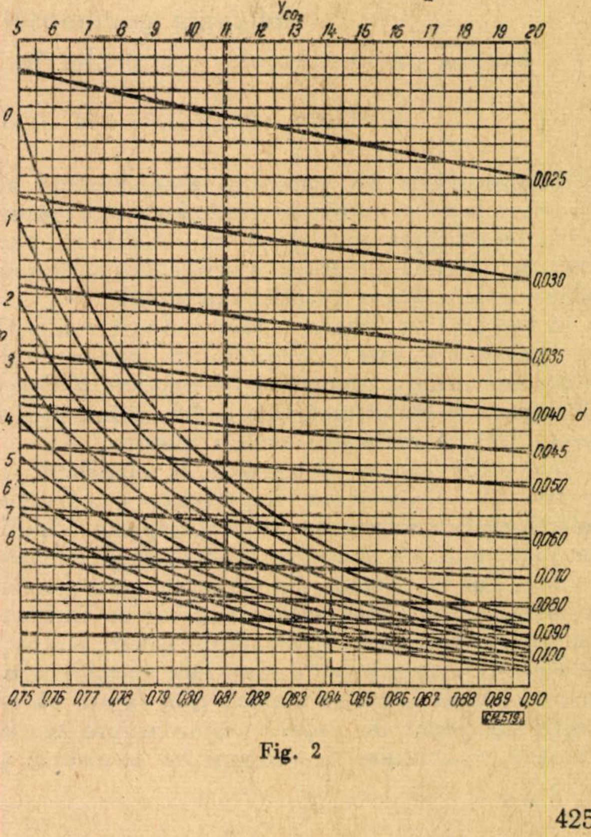


Fig. 2

Tabela 1

Combustibil		Măsurări de debite					Analizor chimic					Analizor electric					
Tipul	c	Debit combustibil, kgf/h	Debit aer, kgf/h	L_0, kgf/kgf	λ	d, kgf/kgf	y_{CO_2}	y_{CO}	y_{O_2}	λ	d kgf/kgf	y_{CO_2}	y_{CO}	λ		d, kgf	
														calculat	nomogramă	calculat	nomogramă
Benzină A-60 $\rho=741$	0,851	1,076	14,00	14,90	0,873	0,0769	9,2	7,8	0,1	0,853	0,0784	9,3	7,8	0,848	0,85	0,0788	0,079
		0,740	14,00	14,90	1,270	0,0528	11,7	0,1	4,4	1,242	0,0538	11,7	0,2	1,231	1,24	0,0543	0,054
Izooctan	0,842	0,973	14,02	15,13	0,952	0,0694	11,2	4,0	0,6	0,941	0,0701	11,1	4,1	0,942	0,94	0,0700	0,070
		0,756	14,02	15,13	1,225	0,0539	11,9	0,1	3,8	1,201	0,0549	12,0	0,0	1,195	1,20	0,0552	0,055
Benzen	0,922	1,192	14,08	13,24	0,891	0,0846	12,4	7,1	0,4	0,872	0,0862	12,3	7,3	0,867	0,87	0,0867	0,087
		0,910	14,08	13,24	1,170	0,0646	15,2	0,2	2,9	1,147	0,0656	15,0	0,2	1,143	1,15	0,0658	0,066

caz, reproductibilitatea remarcabilă a rezultatelor date de analizorul electric și coincidența lor cu rezultatele cele mai probabile obținute cu analizorul Orsat pledează pentru efectuarea încercărilor cu analizoare electrice, pentru obținerea unui grad de precizie cît mai ridicat, la o durată a determinării cît mai redusă.

Nomogramele construite au o mare utilitate practică, reducînd substanțial durata calculului excesului de aer și al dozajului și oferind o precizie suficientă, ceea ce apare evident în tabela 1, prin diferențele mai mici decît 1% dintre citirile din nomograme și rezultatele obținute prin aplicarea relațiilor de calcul (8) și (9).

[1] *Bărănescu, G.* Calculul proceselor de ardere. București, Ed. Acad. R.P.R., 1955. [2] *Soroko-Novițki.* Încercarea motoarelor cu ardere internă. Trad. I.S.R.S., 1953. [3] *Preobrajenski, V. P.* Măsurări și aparate de măsurat termotehnice. București, Ed. tehnică, 1960. [4] *Suciu, G.* și *Dobrinescu, D.* Controlul arderii combustibililor petrolieri. Lucrările Inst. de Petrol și Gaze, vol. V (1959). [5] *Troib, S. G.* Kontrol coeffițienta izbîtka vozduha. Moscova, Metallurghizdat, 1955. [6] *Weatherford, W. D.* Grafic pentru determinarea raportului combustibil/aer. În: Petroleum Refiner, nr. 3, 1959.

CZ 621.431.73

Influența geometriei colectorului de admisiune asupra performanțelor motorului în patru timpi cu carburator pentru automobil

GÜNTHER SCHENKER, ION SESERMAN, DAN ABĂITĂNCEI și ION TARȚA

Caracteristicile de putere și economicitate ale motorului de automobil depind în mare măsură de îmbunătățirea sistemului de admisiune, care duce la mărirea greutății amestecului carburant admis și la mărirea turației motorului.

În legătură cu aceasta, studiul influenței diferiților parametri care caracterizează sistemul de admisiune asupra procesului de umplere dă posibilitatea să se stabilească valorile lor optime pentru proiectarea și realizarea noului motor.

Cercetările asupra sistemului de admisiune au permis să se precizeze importanța construcției colectorului de admisiune asupra umplerii cilindrilor motorului, cît și asupra îmbunătățirii formării amestecului în colector. Construcțiile colectoarelor de admisiune ale motoarelor moderne cu carburator sînt foarte variate. În mai multe cazuri, motoare de același tip au galeria de admisiune de construcție diferită. Acest lucru se explică prin faptul că nu există un punct de vedere unitar asupra teoriei formării amestecului în sistemul de admisiune și asupra unei metode determinate pentru calculul colectorului de admisiune. În același timp, construcția acestuia este determinată în mare măsură de construcția generală a motorului.

Scopul lucrării de față este studiul influenței diferitelor construcții ale colectorului de admisiune și stabilirea formei sale adecvate pentru motorul studiat în vederea obținerii unor caracteristici optime de putere și economicitate.

Acest studiu a fost impus de faptul că motorul echipat cu colectorul de tip I (construcția este tratată la punctul 2 al lucrării) prezintă unele particularități în funcționare în domeniul turațiilor 2 200—2 900 rot/min. Caracteristica externă trasată prin punctele măsurate (fig. 1) arată în acest domeniu al turațiilor o cădere vădită a momentului și a puterii și o alură neobișnuită a curbei consumului specific de combustibil. Practic, fenomenul amintit se manifestă prin formarea unui nor de amestec staționar în partea de intrare a aerului în carburator.

Căderile arătate pot lua naștere în mod deosebit din cauza fenomenelor oscilatorii în colectorul de admisiune, a funcționării incorecte a carburatorului, a schimbării intensității încălzirii amestecului,

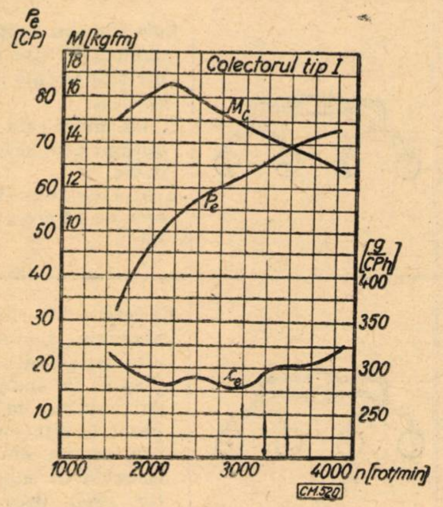


Fig. 1

a sistemului de distribuție și altele. Inlăturarea acestui fenomen ar putea fi realizată prin depistarea tuturor cauzelor care-l provoacă și eliminarea lor din întregul sistem de admisiune. Rezolvarea acestei probleme prezintă însă dificultăți mari, deoarece influența diferiților factori nu poate fi studiată individual.

În vederea ameliorării caracteristicilor motorului, studiul s-a îndreptat cu precădere asupra construcției colectorului de admisiune pentru care se pot obține mai ușor diferite forme constructive, nefiind nevoie de modificări importante în tehnologia de fabricație. Aprecierea calităților colectoarelor de admisiune experimentale s-a făcut pe baza analizei caracteristicii externe a motorului, ridicată pe bancul de probă. Măsurările au fost efectuate la funcționarea motorului fără filtrul de aer, în scopul de a urmări și norul staționar de amestec la intrarea în carburator.

Motorul asupra căruia s-au făcut încercările este un motor cu aprindere prin scînteie, în 4 timpi, cu 4 cilindri în linie și supape în chiulasă. Puterea nominală la turația de 3 800 rot/min este 70 CP. Momentul motor maxim este de 17 kgfm la 2 100—2 500 rot/min.

Pentru studiu au fost proiectate și construite cîteva variante de colectoare de admisiune de diferite forme și din materiale diferite.

Colectorul tip I (fig. 2) este turnat din fontă cu punct cald realizat prin gaze de evacuare. În interior există un perete orizontal tăiat la mijloc, care împarte colectorul în două compartimente (superior și inferior) pentru alimentarea cilindrilor așa cum se arată în schema colectorului (tabela 1 tip I).

Colectorul tip I A (fig. 3), turnat din fontă, are pentru interior un traseu asemănător cu colectorul I, deosebindu-se de primul prin modul de realizare a preîncălzirii. Preîncălzirea se realizează cu apa de răcire a motorului, care circulă într-o cămașă, mai intens pe porțiunea inferioară a colectorului.

Colectorul tip II (fig. 4) este turnat din aluminiu. În interior există un perete despărțitor vertical, care împarte colectorul în două compartimente laterale, și este prevăzut cu deschidere la mijloc. Colectorul este prevăzut cu flanșă pentru montarea unui carburator cu două camere de amestec. Preîncălzirea se realizează cu apa de răcire a motorului, care circulă în cămașa colectorului pe partea inferioară și laterală spre exteriorul motorului.

Colectorul tip IV (fig. 5) este realizat în variantă sudată din tablă. Canalele sînt astfel conduse încît să fie alimentați separat 2 cilindri prin cîte o cameră de amestec a carburatorului, fără a exista posibilitatea de interferență a timpilor de admisiune ai celor

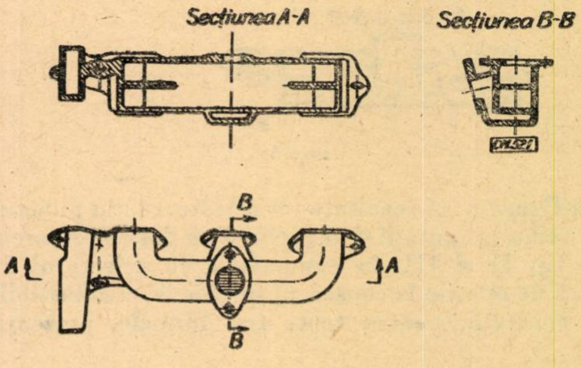


Fig. 2

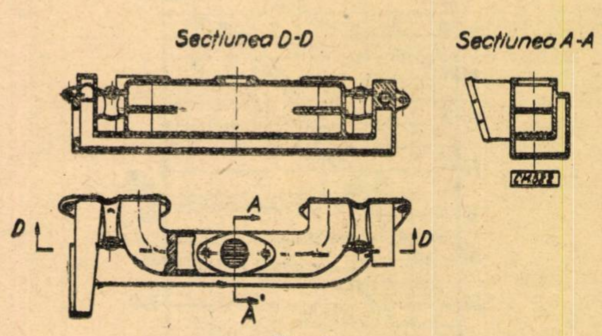


Fig. 3

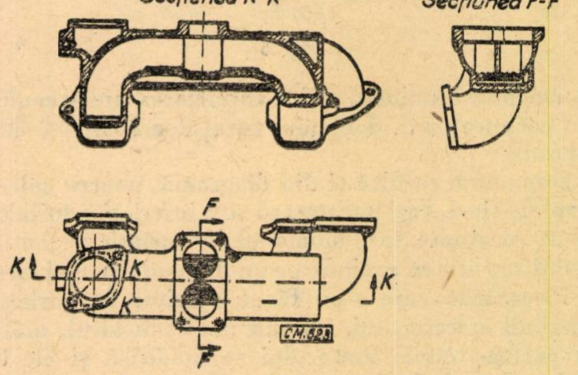


Fig. 4

2 cilindri alimentaţi din acelaşi canal. Preîncălzirea se realizează cu apa de răcire a motorului.

Pentru studiul diferitelor influenţe au mai fost folosite cîteva colectoare mai simple, ale căror scheme de conducere a canalelor sînt arătate în tabela 1.

În ceea ce priveşte dependenţa caracteristicilor motorului în funcţie de geometria colectorului de admisiune, se poate constata, aşa cum se vede şi din figura 6, că rezultate satisfăcătoare din punctul de vedere al puterii şi al cuplului au dat colectoarele de tip II şi III, în comparaţie cu colectorul I; dacă ne referim la consumul specific de combustibil, se constată, pentru toate trei formele, prezenţa fenomenului amintit, adică expulzarea amestecului din carburator în domeniul turaţiilor 1 800—2 800 rot/min.

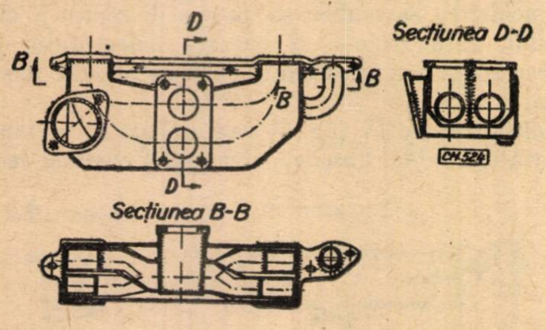


Fig. 5

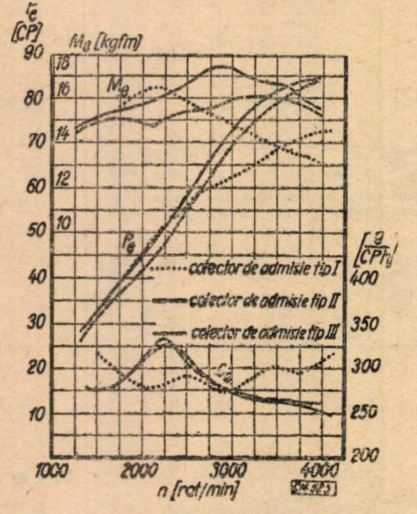
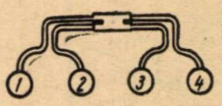
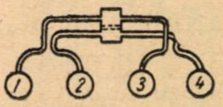
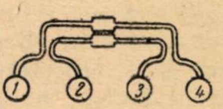
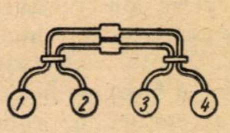
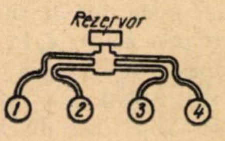
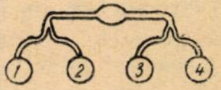
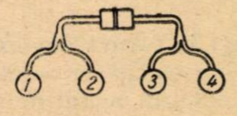


Fig. 6

După cum rezultă şi din diagramă, pentru colectorul de tip I, toţi parametrii sînt inferiori celorlalte două colectoare, iar fenomenul de variaţie a consumului specific se extinde pe un domeniu şi mai larg.

Incercările care s-au făcut privitor la variaţia lungimii colectorului, într-un mod sau altul, arată că performanţele motorului se modifică şi ele în limite destul de largi, fără însă a înlătura total prezenţa norului de amestec staţionar; s-a modificat relativ intensitatea fenomenului sau domeniul de turaţii în care s-a manifestat acest fenomen, însă dispariţia lui totală nu a avut loc.

Tabela 1

Tipul		Schema	Caracteristici constructive
I			Colector din fontă. Conductele la cîte doi cilindri sînt etajate în planul vertical. I. Cu punct cald localizat obţinut prin gaze de evacuare. I A. Cu preîncălzire prin apa de răcire a motorului.
II			Colector din fontă sau aluminiu. Conductele la cîte doi cilindri sînt amplasate la acelaşi nivel. Alimentarea se face separat la cîte doi cilindri sau comun din camera centrală de sub carburator. Preîncălzire parţială cu apă.
III	A		Colector din tablă sudată cu conducta la cilindrii 1,4 mai lungă decît conducta pentru cilindrii 2,3. Alimentarea separată şi fără interferenţă de admisiune între cilindrii consecutivi în ordinea de funcţionare (aprindere).
	B		Colector de tip III A montat pe o piesă intermediară, prevăzut cu două camere de atenuare a fenomenelor vibratorii.
	C		Colector de tip III A cu cameră comună sub carburator şi cu un rezervor de lungime variabilă montat în derivaţie cu camera comună. Toate conductele de tip III au fost prevăzute cu preîncălzire integrală a conductelor.
IV			Colector din tablă cu conducta comună pentru cilindrii 1, 2, respectiv 3, 4. Fără punct egal şi fără preîncălzire.
V			Colector de tip IV cu alimentarea cilindrilor 1, 2 şi 3, 4 de la o cameră de amestec a carburatorului.

Astfel, de exemplu, mărind lungimea colectorului de tip II cu un adaos de 50 mm între carburator şi colector, a scăzut puterea maximă cu 5 CP, momentul motor şi consumul specific rămînînd aproximativ acelaşi; se observă o înrăutăţire a performanţelor, menţinîndu-se în acelaşi timp norul staţionar de amestec în ambele cazuri, aproximativ în limitele aceloraşi turaţii (fig. 7).

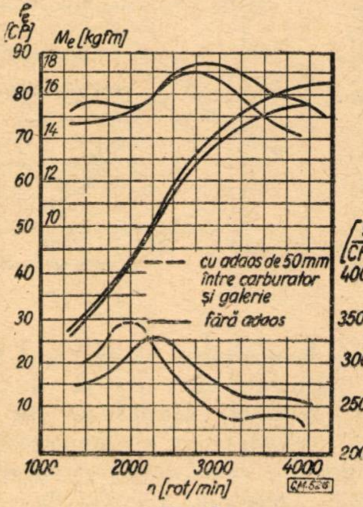


Fig. 7

În cazul colectorului de tip II cu secţiunea micşorată şi cu un adaos de 50 mm, fenomenul s-a ameliorat (fig. 8). În acelaşi timp însă au scăzut simţitor momentul motor şi puterea, iar în domeniul turaţiilor peste 2 800 rot/min a crescut consumul specific.

Ca atare, performanţele generale ale motorului cu acest colector de secţiune strangulată nu pot fi acceptate.

Încercările efectuate cu colectoarele de tip III A şi tip III C sînt arătate în figura 9.

După cum rezultă din analiza curbelor din diagramă, în cazul colectorului de tip III A, care a avut peretele despărţitor eliminat (formîndu-se o cameră centrală de un volum mai mare) s-a obţinut o putere maximă mai mare, însă, asupra cuplului şi consumului specific de combustibil, această modificare a avut o influenţă negativă.

La o variantă a colectorului de tip III s-a aplicat un rezervor de egalizare cu o lungime variabilă, obţinîndu-se tipul III C. Încercările efectuate cu această variantă au arătat că parametrii motorului se menţin în jurul valorilor nominale. Totodată s-a menţinut şi fenomenul de expulzare a amestecului în domeniul turaţiilor 1 800— 2 600 rot/min.

Este interesant de arătat rezultatele care s-au obţinut la folosirea unui colector de tip IV, la care diametrul conductei a fost de 31 mm şi la care s-a putut varia lungimea conductei cu adaosuri între galerie şi chiulasă cu 50, 100 şi 200 mm. Se menţionează de la început că la conductele cu adaosuri de 50 şi 100 mm nu s-a observat prezenţa norului staţionar de amestec la intrarea în carburator. Acest fenomen a apărut în cazul adaosului de 200 mm. Aşa după cum se vede şi din figura 10, s-a obţinut un consum specific mai redus decît la celelalte probe; în schimb cuplul şi puterea s-au înrăutăţit.

Rezultate ceva mai bune s-au obţinut la colectorul cu adaos de 50 mm, la care cuplul şi puterea se apropie cel mai mult de performanţele impuse. Adaosul de 200 mm s-a dovedit a nu fi nimerit deoarece, în afara faptului că nu realizează putere impusă, provoacă în schimb şi un mers instabil al motorului în domeniul turaţiilor $n = 1\,600 - 1\,800$ rot/min.

Se aminteşte faptul că această galerie e de tipul celor fără preîncălzire.

Concluzia care se impune este că asupra formării norului staţionar de amestec, pentru cazul analizat, influenţează lungimea colectorului, iar o influenţă mai mare o prezintă mărimea secţiunii colectorului. În acest sens s-au încercat colectoare tot de tipul IV însă de secţiune variabilă şi anume cu diametrul interior $d = 31$ mm, $d = 36$ mm şi $d = 42$ mm. Rezultatele încercărilor sînt arătate în fig. 11.

După cum rezultă din analiza diagramei, se constată că puterea creşte o dată cu secţiunea, datorită creşterii cantităţii de amestec admis în

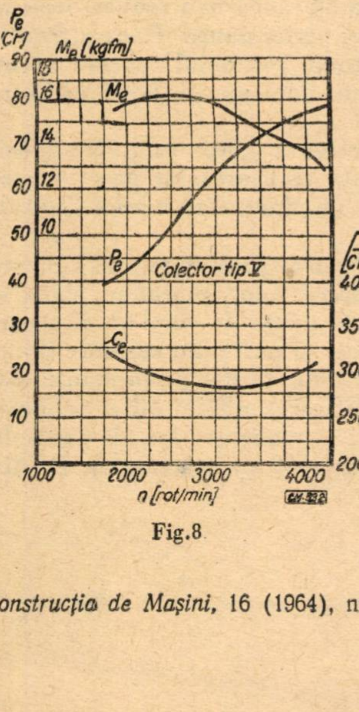
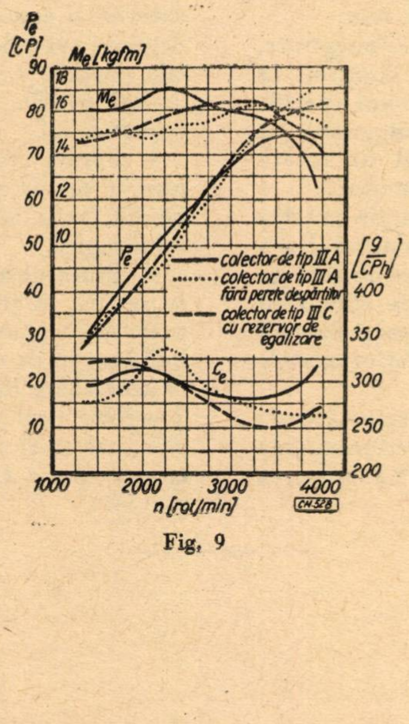


Fig.8



Fig, 9

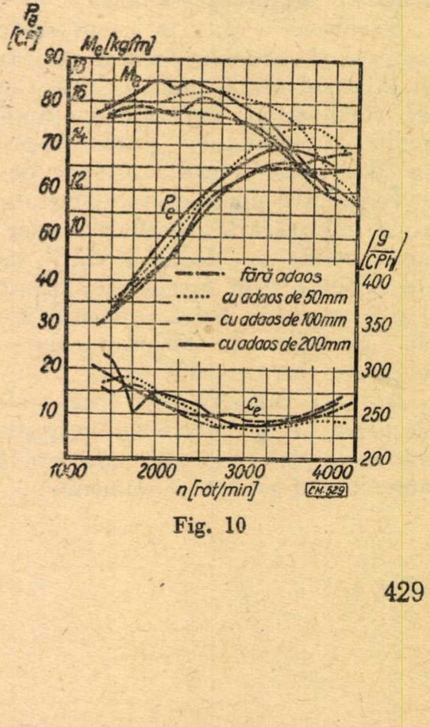


Fig. 10

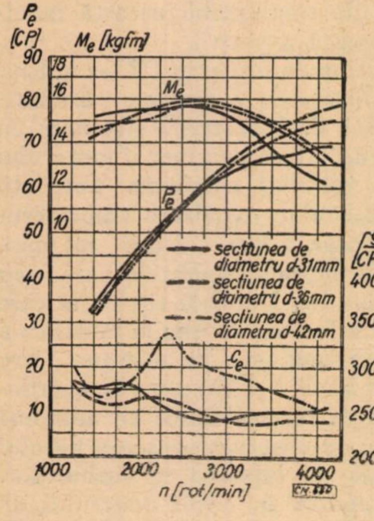


Fig. 11

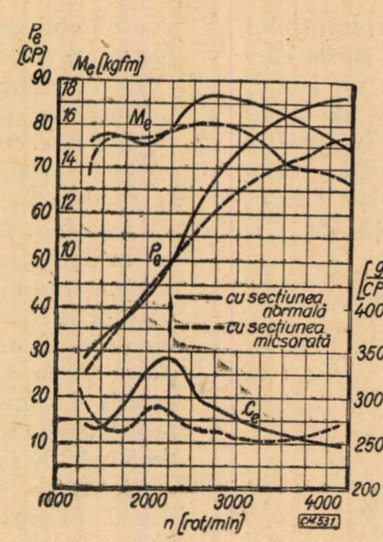


Fig. 12

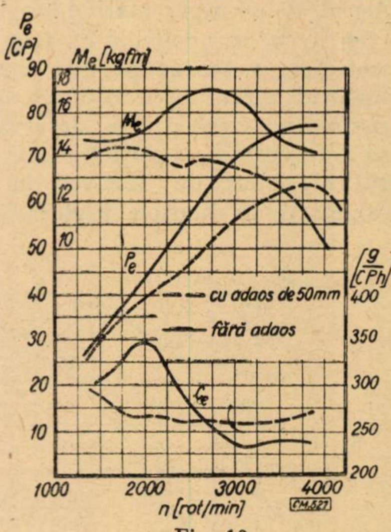


Fig. 13

unitatea de timp, prin mărirea secțiunii colectorului. În schimb, scade momentul motor. În ceea ce privește consumul specific de combustibil, cele mai bune rezultate s-au obținut la colectorul de secțiune intermediară ($d = 36$ mm). Relativ la prezența norului staționar de amestec, acest fenomen apare la colectorul de diametrul $d=36$ mm, în domeniul turațiilor 1 800—2 500 rot/min. La colectorul cu diametrul $d = 42$ mm, fenomenul apare aproape pe întreaga gamă de turație, iar la colectorul cu diametrul $d = 31$ mm, el nu s-a observat.

Acest fenomen confirmă că, pentru cazul analizat, expulzarea amestecului este influențată direct de mărimea secțiunii colectorului în domenii diferite de turații.

Referitor la influența secțiunii, s-a mai experimentat un colector de tip II, cu secțiune micșorată. Acest colector, turnat din aluminiu, a fost încărcat la interior cu o rășină epoxidică, cu o grosime a stratului de 1,5 mm. Rezultatele comparative cu colectorul din aluminiu, neîncărcat, sînt arătate în figura 12. Secțiunea colectorului a fost echivalentă cu secțiunea circulară $d = 42{,}5$ mm.

Se observă că, în cazul secțiunii micșorate, puterea și momentul motor au scăzut simțitor, ca și în cazul arătat mai înainte. Consumul specific de combustibil, în cazul secțiunii micșorate, se reduce, atenuîndu-se puțin intervalul de turații în care apare norul staționar de amestec.

În vederea eliminării norului staționar de amestec și a îmbunătățirii performanțelor motorului s-a mai încercat un colector de tip V, care se deosebește de celelalte prin faptul că alimentarea cilindrilor 1 și 2, respectiv 3 și 4, se face de la aceeași cameră de amestec a carburatorului. Performanțele obținute sînt cele din figura 13.

Această variantă este total necorespunzătoare, deoarece pe de o parte înrăutățește performanțele motorului, iar pe de altă parte provoacă expulzarea amestecului pe întreg domeniul.

Din analiza făcută reiese că, în cazul în care se urmărește obținerea unei puteri maxime, este necesară o secțiune mărită cu un diametru $d = 42$ mm. Aceleași valori ale momentului maxim pot fi obținute și în cazul unor secțiuni de dimensiuni mai mici. Consumul specific de combustibil variază, în domeniul cercetat, direct proporțional cu secțiunea.

În ceea ce privește fenomenul de expulzare a amestecului se constată că el se micșorează o dată cu reducerea secțiunii și dispare complet la o secțiune cu diametrul $d = 31$ mm. În schimb se reduc în același timp și performanțele motorului.

Pe baza studiului efectuat și a rezultatelor practice obținute, s-a recomandat colectorul de admisiune de tip II, care prezintă următoarele avantaje:

— Performanțe ridicate ale motorului într-un domeniu larg de funcționare: puterea maximă 85 CP la 4 000 rot/min și momentul motor de peste 17 kgfm, în domeniul turațiilor de 2 600—3 200 rot/min. Consumul specific de combustibil pe caracteristica externă este de aproximativ 255 g/CPh.

În cadrul încercărilor s-au obținut pe caracteristica externă și consumuri specifice mai reduse, însă în detrimentul celorlalte performanțe. Pe caracteristicile parțiale s-a obținut consumul specific optim de 235 g/CPh, într-un domeniu de largă utilizare a motorului.

— Forma constructivă a colectorului de admisiune de tip II permite realizarea lui prin turnare fie din fontă, fie din aluminiu, fără mari dificultăți tehnologice.

— Procesul tehnologic de prelucrare prin așchiere se reduce la prelucrarea unor suprafețe plane și executarea găurilor de fixare de chiulasă și a carburatorului de colector. O parte din celelalte tipuri de colectoare încercate nu au dat performanțe mai deosebite pentru justificarea dificultăților tehnologice care ar fi apărut la realizarea lor (de exemplu colectorul tip III din tablă sudată sau tip IV din țeavă).

CZ 621—231.001.13

Proiectarea mecanismelor cu oscilații reglabile

VIOREL T. HANDRALUCA

Uneori este necesar ca un organ al unei mașini să execute o mișcare oscilatorie, elementul motor executînd o mișcare de rotație. Se cere ca oscilațiile organului respectiv să se poată modifica în funcție de procesul tehnologic pe care îl execută mașina. În cele ce urmează se va analiza metodica proiectării unui astfel de mecanism care să fie aplicabil în practică.

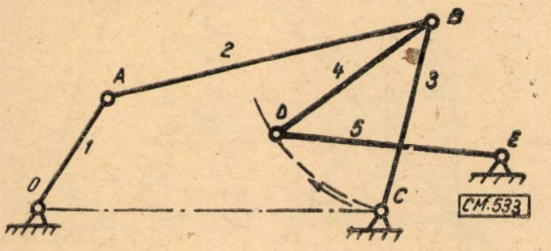


Fig. 1

Acest mecanism are numai cuplaje de rotație, fapt care ieftinește foarte mult întreținerea lui.

Pentru ca un element al mecanismului să execute oscilații care pot fi reglate, mecanismul trebuie să aibă cel puțin șase elemente în care se include și batiul (fig. 1) și să fie compus dintr-un mecanism de bază $OABC$ și o diadă BDE legată într-un anumit mod de mecanismul de bază și de batiu. Unul dintre elementele diadei DE va executa oscilațiile variabile dorite la o rotație a elementului motor OA.

Variația unghiului de oscilație a elementului DE se obține printr-o deplasare a cuplei C legată de batiu. Dacă se admite, de exemplu, că elementele BC și BD sînt egale și se depasează punctul C pînă se suprapune pe D,atunci la o rotație completă a manivelei OA elementul DE nu va executa nici o oscilație — oscilația zero.

Pentru o poziție distinctă a cuplei C față de cupla D, elementul DE va executa o oscilație cu un anumit unghi.

Pentru ca mecanismul din figura 1 să funcționeze din punct de vedere cinematic, mecanismul de bază $OABC$ trebuie să fie un mecanism patrulater manivelă-balansor.

Dacă se notează : $OA = l_1$, $AB = l_2$, $BC = l_3$, $BD = l_4$, $DE = l_5$ și $OC = d$, condițiile de existență ale manivelei sînt :

$$\left.\begin{aligned} d &\leqslant l_2 + l_3 - l_1 \\ d &\geqslant l_1 + l_2 - l_3 \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Se observă (fig. 2) că pentru a nu schimba caracterul mecanismului de bază, punctul C poate fi ales într-o zonă delimitată de două cercuri cu centrul în O și de rază $l_1 + l_2 - l_3$ și $l_2 + l_3 - l_1$.

Pentru a nu schimba caracteristicile cinematice ale mecanismului de bază, ceea ce este necesar, punctul C se poate deplasa în această zonă pe un cerc cu centrul în O și de rază d. Deci, reglarea cuplei C legate de batiu pentru a obține oscilații variabile ale elementului DE va trebui realizată pe un cerc cu centrul în O și de rază d.

Se observă că, cu restricțiile impuse punctului C, unghiurile φ și γ se conservă, oricare ar fi poziția acestui punct. Diada BDE se leagă de mecanism astfel ca $OE \leqslant d + l_5$. Dacă nu ar fi satisfăcută această condiție, mecanismul nu ar funcționa.

Se observă că s-a ales un mecanism a cărui cursă activă se face mai rapid decît cursa de revenire $K = \dfrac{\varphi}{360° - \varphi} < 1$.

Dacă se reglează astfel poziția lui C ca să se confunde cu C_0 și $l_3 = l_4$, atunci oscilația elementului DE va fi zero (fig. 3).

Făcînd pe C să coincidă cu C_{max} se va obține oscilația maximă a elementului DE (adică φ_{max}). Depășind acest punct, adică ajungînd în C_x, se observă că mecanismul nu funcționează (fig. 4). Aceasta rezultă și din figură unde cercul de rază $C_xB_{1x} = l_3$ intersectează cercul de rază $l_4 + l_5$ cu centrul în E (cu alte cuvinte primul cerc intră în zona hașurată). Zona hașurată definește zona în care mecanismul nu funcționează, cuplajul B neavînd voie să intre în timpul funcționării mecanismului în zona hașurată.

Evident, în această poziție a punctului C (adică în C_{max}) apare o poziție moartă a mecanismului. Pentru a evita blocarea, practic va trebui ca punctul C_{max} să nu fie atins. Mai mult, datorită frecărilor inerente în cuplaje, va exista o zonă vecină punctului C_{max} unde există pericolul de blocare a mecanismului.

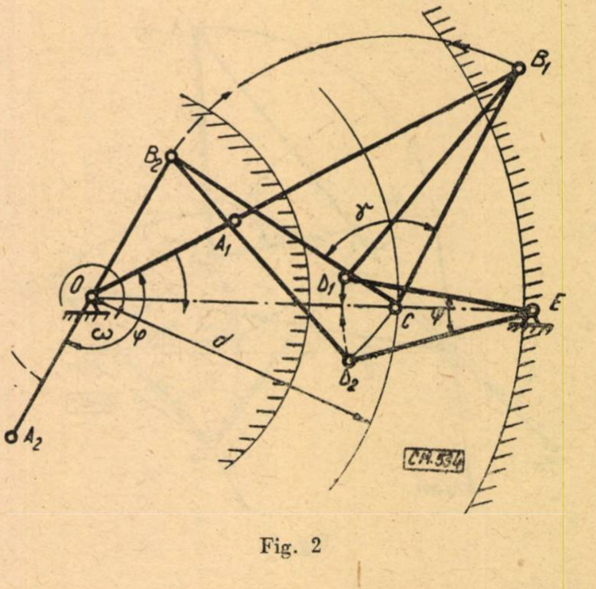


Fig. 2

Dacă punctul C depășește punctul C_0 și ajunge în C_y, apar două cazuri distincte;

În cazul cînd C_y este ales astfel ca cercul cu centrul în B_{1y} și de rază $B_{1y}\ C_y = l_3$ să intersecteze cercul cu centrul în E și de rază l_5, mecanismul funcționează; oscilațiile cresc pe măsură ce C_y se depărtează de C_0. Trebuie remarcat însă că sensul de oscilație a elementului condus ED se schimbă. În acest caz, pentru a preciza porțiunea pe care se poate alege C_y se face următoarea construcție grafică: se duce un cerc de rază $(l_4 - l_5)$ cu centrul în E; intersecția acestui cerc cu cercul cu centrul în O și de rază $l_1 + l_2$ determină punctul B_{1min} limită (chiar cazul din fig. 4); cu centrul în acest punct limită se duce un cerc de rază l_4; acest cerc va fi evident tangent interior la cercul cu centrul în E și de rază l_5 și va intersecta cercul pe care se mișcă punctul C în punctul limită C_{min}. Arcul de cerc $\overset{\frown}{C_0C_{min}}$ este arcul pe care fixînd punctul C se obțin la elementul condus ED oscilații de semn contrar celor corespunzătoare poziției punctului C pe arcul $\overset{\frown}{C_0C_{max}}$.

În al doilea caz, dacă C_y este ales astfel încît să fie în afara acestui arc, de exemplu C_y', mecanismul nu funcționează.

La proiectarea unor mecanisme cu oscilații reglabile se dau: unghiul maxim de oscilație ce trebuie realizat la elementul condus și distanța $OC = d$. Se cere să se determine lungimile barelor ce compun mecanismul astfel ca să funcționeze în bune condiții. Prin aceasta se înțelege că mecanismul de bază trebuie să fie un mecanism manivelă-balansor, iar condițiile de transmitere a forțelor în întreg mecanismul să fie avantajoase.

Concretizarea matematică a acestor cerințe apare ținînd seamă de figura 5 și considerînd notațiile:

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{d}\ ;\ \lambda_2 = \frac{l_2}{d}\ ;\ \lambda_3 = \frac{l_3}{d}\ ;$$

$$\lambda_4 = \lambda_3 = \frac{l_4}{d}\ ;\ \lambda_5 = \frac{l_5}{d}\ ; \lambda_{OE} = \frac{OE}{d}\ \text{și}$$

μ — unghi de presiune.

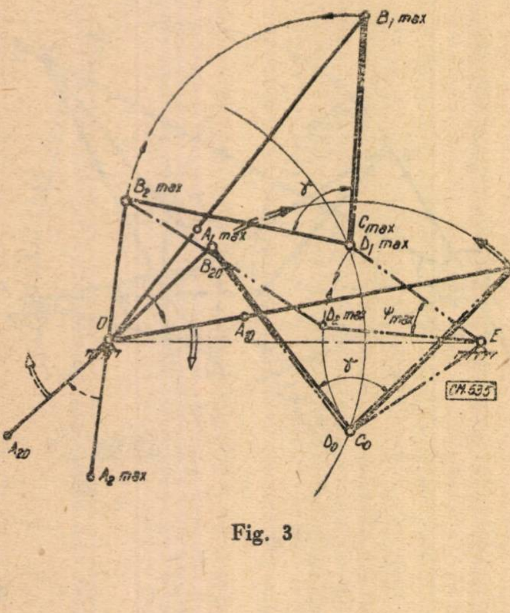


Fig. 3

Din relațiile (1) apar condițiile de existență a manivelei:

$$\left.\begin{aligned} &1 + \lambda_1 \leqslant \lambda_2 + \lambda_3\ ; \qquad (a) \\ &1 - \lambda_1 \geqslant \pm\,(\lambda_2 - \lambda_3)\ (b);\ (c) \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Dacă se impune ca unghiul de presiune μ să nu devină niciodată mai mic ca μ_0 ($\mu_{min} \geqslant \mu_0$) și mai

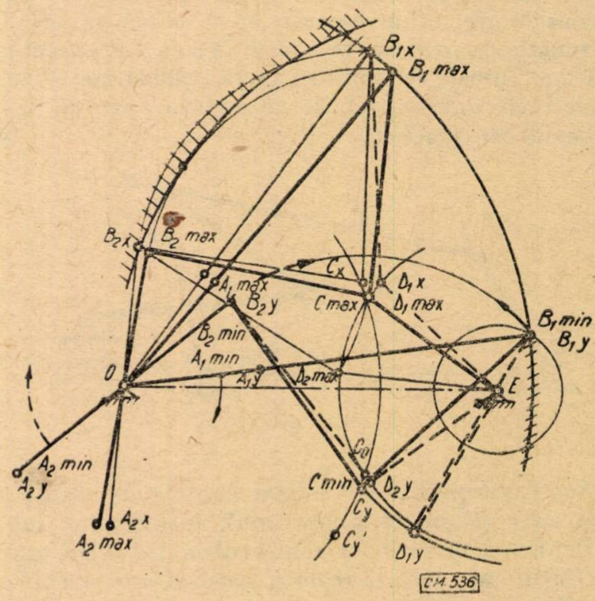


Fig. 4

mare ca $180° - \mu_0$ ($\mu_{max} \leqslant 180° - \mu_0$), condiții impuse de o bună transmitere a forțelor în mecanism, atunci din figura 5 mai rezultă inegalitățile:

$$\left.\begin{aligned} &(1 + \lambda_1)^2 \leqslant \lambda^2_2 + \lambda^2_3 + 2\ \lambda_2\ \lambda_3\ \cos\ \mu_0\,;\ (d) \\ &(1 - \lambda_1)^2 \geqslant \lambda^2_2 + \lambda^2_3 - 2\ \lambda_2\ \lambda_3\ \cos\ \mu_0\,;\ (e) \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

Practic, λ_1 este ales la proiectarea unui mecanism patrulater. În cazul de față alegerea lui λ_1 nu este arbitrară, ci impusă.

Reunindu-se sistemul (2) și (3) și reprezentînd grafic se obține domeniul unde se poate alege λ_2, respectiv λ_3, în funcție de λ_1 (fig. 6).

Domeniul închis, nehașurat, este cel căutat. În acest domeniu pentru orice punct se obțin λ_2 și λ_3, astfel ca să fie îndeplinită condiția de exis-

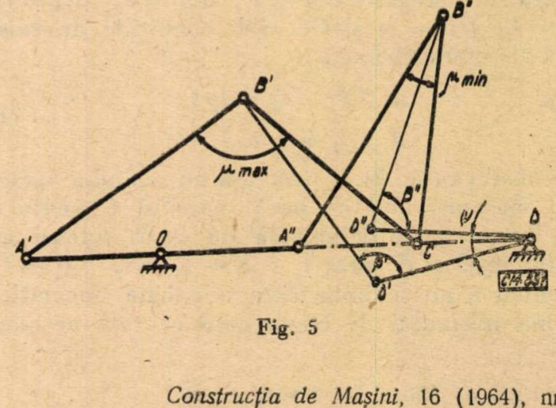


Fig. 5

tență a manivelei și de delimitare a unghiului de presiune.

Pentru ca forțele să se transmită și la diada *BDE* în condiții bune, unghiul de presiune β trebuie să satisfacă condițiile :

$$\left.\begin{array}{l}\beta_0 \leqslant \beta_{min}\\ \beta_{max} \leqslant 180^\circ - \beta_0\end{array}\right\}$$

Pentru a putea folosi aceste condiții va trebui să se deseneze mecanismul în pozițiile limită ale acestor unghiuri (fig. 7).

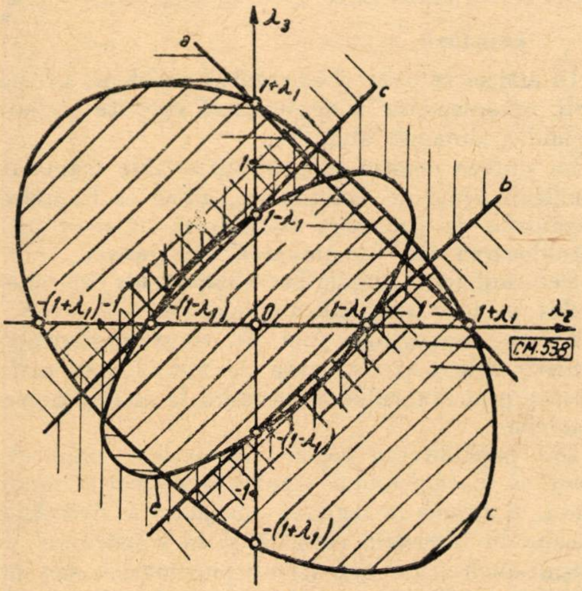


Fig. 6

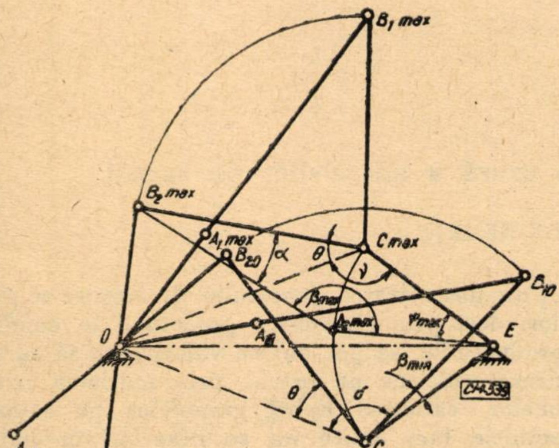


Fig. 7

Se scrie în $\Delta\ OC_{max}\ E$, teorema cosinusului :

$$OE^2 = d^2 + l_5^2 - 2\ dl_5\ \cos\nu.$$

Relația, după raportare la *d* și explicitarea unghiului ν, devine :

$$\lambda_{OE}^2 = 1 + \lambda_5^2 + 2\ \lambda_5 \cos\left(\theta + \frac{\alpha + \psi_{max}}{2}\right). \quad (4)$$

Din $\Delta\ B_{2max}\ C_{max}\ E$ reiese că :

$$l_5 = l_4 \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\sin\frac{\psi_{max}}{2}}$$

sau, după împărțire cu *d* :

$$\lambda_5 = \lambda_4 \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\sin\frac{\psi_{max}}{2}}. \quad (5)$$

Pentru ca să fie satisfăcută condiția $\beta_0 \leqslant \beta_{min}$ în tot timpul funcționării în $\Delta\ OCE$ se scrie teorema cosinusului :

$$OE^2 = d^2 + l_5^2 - 2\ \mathrm{d}\ l_5 \cos(\delta + \beta_0)$$

de unde rezultă :

$$\lambda_{OE}^2 = 1 + \lambda_5^2 - 2\ \lambda_5\ \cos(\delta + \beta_0). \quad (6)$$

Pentru a satisface și condiția $\beta_{max} \leqslant 180^\circ - \beta_0$ se scrie din $\Delta OC_{max}\ E$ relația :

$$OE^2 = d^2 + l_5^2 - 2\ dl_5\ \cos(180^\circ - \beta_0 - \theta)$$

sau :

$$\lambda_{OE}^2 = 1 + \lambda_5^2 + 2\ \lambda_5 \cos(\beta_0 + \theta). \quad (7)$$

Aceste condiții sînt puse pentru poziția barelor la oscilația zero ($\beta_{max} \geqslant \beta_0$) și pentru cea la oscilația maximă ($\beta_{max} \leqslant 180^\circ - \beta_0$), deoarece în aceste poziții transmiterea forțelor este cea mai defavorabilă.

Luînd ecuația (4) și (7) se deduce că :

$$\alpha = 2\ \beta_0 - \psi_{max}, \quad (8)$$

cu observația că $\alpha > 0$.

Cum α e bine să fie cît mai mic, se vede că la oscilații mari (ψ_{max} mare) rezultă condiții favorabile de transmitere a forțelor (β_0 maxim).

Din (5) și (8), pentru un ψ_{max} și β_0 ales, se poate calcula λ_5 dacă se cunoaște $\lambda_4 = \lambda_3$.

Din (6) și (7) rezultă :

$$\delta + \theta = 180^\circ - 2\beta_0. \quad (9)$$

Dar din ΔOC_0B_{10} se deduce :

$$\cos\delta = \frac{\lambda_4^2 + 1 - (\lambda_1 + \lambda_2)^2}{2\lambda_4}, \quad (10)$$

iar din ΔOC_0B_{20} se poate scrie :

$$\cos\theta = \frac{\lambda_4^2 + 1 - (\lambda_2 - \lambda_1)^2}{2\lambda_4}. \quad (11)$$

Din relația (9) rezultă :

$$\sin\delta\sin\theta - \cos\ \delta\ \cos\ \theta = 2\ \cos^2\beta_0 - 1. \quad (12)$$

Înlocuind (10) și (11) în (12) se obține o relație între λ_1, λ_2 și λ_4, care permite calculul lui λ_4, deoarece λ_1 și λ_2 au fost stabilite din considerentele studiate la mecanismul de bază. Deoarece $\lambda_3 = \lambda_4$ și λ_3 trebuie să se găsească în domeniul nehașurat din figura 6, alegerea lui λ_1 nu se va putea face arbitrar ci astfel ca introdus în (12) să dea pe λ_2 și $\lambda_4 = \lambda_3$ în domeniul nehașurat.

Cu alte cuvinte, λ_1 trebuie ales astfel încît curba (12) $\lambda_4 = \lambda_3 = f(\lambda_2)$ să treacă prin acest domeniu, lucru posibil dacă se asociază (12) cu (3) şi se scrie în loc de λ_3, λ_4 :

$$\left.\begin{aligned} &(1+\lambda_1)^2 \leqslant \lambda_2^2 + \lambda_4^2 + 2\,\lambda_2\lambda_4 \cos\,\mu_0 \\ &(1-\lambda_1)^2 \geqslant \lambda_2^2 + \lambda_4^2 - 2\,\lambda_2\lambda_4 \cos\,\mu_0 \\ &\sin\delta \sin\theta - \cos\delta \cos\theta = 2\cos^2\beta_0 - 1 \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Se scoate din ultima relaţie λ_1, se înlocuieşte în primele două inegalităţi şi se reprezintă grafic într-un sistem de coordonate $\lambda_2 - \lambda_4$. Domeniul care satisface ambele inegalităţi după această înlocuire este cel căutat. Se alege un punct în acest domeniu şi, corespunzător lui, se obţin λ_2 şi λ_4. Introducînd aceste valori în ultima relaţie din (13) se poate determina λ_1.

În sfîrşit, din (7) şi (11) se poate determina λ_{OE}. Un exemplu de calcul materializează în mod mai corespunzător cele precizate. Astfel, se cere să se proiecteze un mecanism cu oscilaţii reglabile care să satisfacă condiţiile :

$$\beta_0 = 17°;\ \psi_{max} = 25°;\ \mu_0 = 25°;\ d = 57 \text{ mm}.$$

Din (8) se obţine :

$$\alpha = 2\,\beta_0 - \psi_{max} = 9°.$$

Considerînd relaţiile (12) şi (3) şi ţinînd seamă că $\mu_0 = 25°$, se obţine :

$$\lambda_3 = \lambda_4 = 0{,}878 \quad \text{şi} \quad \lambda_2 = 1{,}052.$$

Aceste valori se înlocuiesc în (12) şi se obţine $\lambda_1 = 0{,}526$.

Din (10) şi (11) se calculează :

$$\delta = 114° \quad \text{şi} \quad \theta = 32°.$$

Cu ajutorul relaţiei (5) se determină :

$$\lambda_5 = 0{,}316,$$

iar din (7) :

$$\lambda_{OE} = 1{,}23.$$

Lungimile elementelor vor fi :

$l_1 = 30$ mm; $l_2 = 60$ mm; $l_3 = l_4 = 50$ mm; $l_5 = 18$ mm; $OE = 70$ mm.

Mecanismul obţinut, la o reglare a punctului C din poziţia C_0 pînă în poziţia C_{max}, va putea da oscilaţii reglabile între zero şi $\psi_{max} = 25°$.

Concluzii

În articol se pune şi se rezolvă problema proiectării mecanismelor ce urmează să execute oscilaţii reglabile, dinainte stabilite.

La sinteza acestor mecanisme se ţine seamă de condiţiile reale de funcţionare, adică se limitează unghiurile de presiune, evitîndu-se în acest mod autoblocarea sau funcţionarea neraţională.

Determinarea lungimilor elementelor mecanismului se face folosind nomograme.

Aceste nomograme pot fi construite pentru cazurile cele mai frecvente de mecanisme; astfel munca proiectantului se rezumă la citirea nomogramelor.

Din posibilitatea reglării oscilaţiilor unui element al mecanismului rezultă o aplicaţie importantă, şi anume la reglarea automată a droselelor folosite în industria chimică şi în construcţia de maşini-unelte. La acţionarea pneumatică sau hidraulică a maşinilor-unelte se pot folosi, în special, la cele cu comandă după program.

CZ 621.921.7 : 620.178.162

Metodă pentru verificarea rezistenţei la uzură a abrazivilor pe suport

FELIX HELTAI şi ANTON NEMETH

În aprecierea calităţii abrazivelor pe suport o problemă importantă o constituie caracterizarea modului de lipire a granulelor abrazive pe suport. În afară de calitatea materialului folosit, de modul de lipire depinde în mod hotărîtor calitatea produsului.

Pînă în prezent, pentru caracterizarea calităţii lipirii granulelor s-a practicat metoda subiectivă de a freca între ele, manual, două probe de abrazivi pe suport şi de a aprecia calitatea lipirii după mărimea suprafeţelor de pe care s-au desprins granulele abrazive. Bineînţeles, acest mod de verificare nu a dat rezultate corespunzătoare, nesatisfăcînd cerinţele impuse pentru aprecierea calităţii.

Studiind problema caracterizării mai precise a gradului de lipire a granulelor abrazive, s-a ajuns, în cadrul uzinelor Carbochim-Cluj, la concluzia că prin mecanizarea procesului de frecare a probelor, deci prin efectuarea procesului în condiţii reproductibile, se pot obţine valori care să caracterizeze suficient de precis, prin mărimea uzurii probelor, calitatea lipirii granulelor pe suport. Granulele bine lipite nu se desprind în timpul frecării de pe suport, ci numai se tocesc, iar cele lipite mai slab se desprind integral şi contribuie la mărirea apreciabilă a uzurii probelor. Uzura probelor poate fi determinată prin cîntărire şi exprimată procentual. De asemenea, în afară de uzura exprimată procentual şi de mărimea suprafeţelor de pe care granulele abrazive se desprind, se obţin şi indicaţii preţioase asupra calităţii abrazivilor pe suport.

Pentru frecarea, în condiţii reproductibile a probelor s-a realizat un dispozitiv de încercat, a cărui schemă principială este redată în figura 1. Dispozitivul este compus dintr-un cilindru rotativ *1* care se rotește cu o turație de 65 rot/min, acționat de un motor electric (0,15 kW; 2 830 rot/min) prin intermediul unui reductor de viteză, o clemă de prindere fixă *2* și o clemă de prindere mobilă *3* prevăzută cu o sarcină constantă *7*.

Pentru încercare se montează pe dispozitiv două benzi (o pereche) de abrazivi pe suport, în prealabil cîntărite cu o precizie de 0,01 g și cu dimensiuni de 300 × 60 mm fiecare. Una dintre probe *4* se montează cu ajutorul unei cleme de fixare *6* pe suprafața de revoluție a cilindrului rotativ, iar cealaltă probă *5* se fixează la un capăt în clema de prindere fixă, se așază deasupra probei montate pe cilindrul rotativ în așa fel încît suprafețele prevăzute cu materialul abraziv să se suprapună, iar la capătul opus al probei se aplică sarcina constantă cu ajutorul clemei de prindere mobilă.

Sistemul de montare precizat asigură o presiune constantă pe suprafața de contact a celor două probe. După montare, probele sînt supuse frecării timp de două minute, după care se demontează, se desprăfuiesc cu ajutorul unui jet de aer comprimat (1—1,5 at) și se recîntăresc cu aceeași precizie de 0,01 g.

Pierderea în greutate a perechii de probe, raportată la greutatea materialului abraziv aflat pe o suprafață identică cu suprafețele șlefuite (225 cm²)

Tabela 1

Denumirea sortimentului conform STAS 1581—61 și 1582—61	Valoarea medie a cinci determinări ale uzurii, %	Abaterile maxime de la valoarea medie, %	Suprafețe lipsite complet de granule, %		Observații
			banda superioară	banda inferioară	
PCn 40	41,62	—2,00 + 2,70	35	5	lipite corespunzător
PCn 40	10,50	—0,70 + 1,00	5	*u*	lipite corespunzător
PCn 25	22,69	—0,89 + 0,41	15	5	lipite corespunzător
PCn 25	23,70	—1,90 + 1,30	15	5	lipite corespunzător
PCn 16	65,72	—2,32 + 1,68	60	50	lipite slab
PCn 16	64,29	—0,69 + 2,11	60	60	lipite slab
PCn 12	27,09	—1,09 + 2,11	10	*ui*	lipite corespunzător
PCn 12	50,80	—3,00 + 2,80	50	3	lipite slab
PCn 10	40,54	—2,70 + 1,40	10	3	lipite corespunzător
PCn 10	41,66	—2,70 + 1,80	10	5	lipite corespunzător
PCn 8	42,00	—1,80 + 2,40	10	*ui*	lipite corespunzător
PCn 8	38,61	—1,00 + 1,80	5	*ui*	lipite corespunzător
PCn 6	35,71	—5,70 + 2,50	30	15	lipite slab
PCn 6	17,18	—0,58 + 0,72	*u*	*u*	lipite corespunzător
PE 40	34,06	—0,60 + 0,50	25	10	lipite corespunzător
PE 40	27,51	—2,20 + 2,40	25	10	lipite corespunzător
PE 25	18,90	—1,00 + 1,50	20	*u*	lipite corespunzător
PE 25	19,02	—0,52 + 1,38	25	*u*	lipite corespunzător
PE 16	12,90	—2,60 + 1,00	*u*	*u*	lipite corespunzător
PE 16	13,00	—1,90 + 1,50	*u*	*u*	lipite corespunzător
PE 12	9,45	—1,35 + 0,75	*u*	*u*	lipite corespunzător
PE 12	29,58	—1,42 + 1,68	20	10	lipite corespunzător
PE 10	4,88	—0,40 + 0,84	*u*	*u*	lipite corespunzător
PE 10	56,08	—1,30 + 2,60	60	20	lipite foarte slab
PE 8	17,82	—1,62 + 1,63	*u*	*u*	lipite corespunzător
PE 8	18,69	—1,59 + 2,31	10	*u*	lipite corespunzător
PE 6	42,07	—3,40 + 5,10	90	80	lipite slab
PE 6	48,06	—3,20 + 2,70	50	35	lipite slab
HS 40	14,69—	—0,80 + 0,90	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 40	15,30—	—0,80 + 1,00	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 25	15,38	—1,00 + 2,40	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 25	14,62	—1,40 + 1,60	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 16	24,70	—2,60 + 2,50	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 16	19,75	—1,05 + 0,25	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 12	30,95	—2,55 + 1,55	*u*	*ui*	lipite cirespunzător
HS 12	13,50	—1,00 + 1,50	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 10	12,50	—1,00 + 1,20	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 10	22,85	—3,35 + 1,45	*ui*	*ui*	lipite corespunzător
HS 8	16,31	—1,11 + 1,39	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 8	4,61	—0,90 + 2,20	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 6	9,56	—1,26 + 1,86	*u*	*u*	lipite corespunzător
HS 6	39,16	—1,70 + 2,40	*ui*	*ui*	lipite corespunzător

Observații: notația *u* reprezintă șlefuire uniformă, iar *ui* șlefuire uniformă și intensă; sarcina aplicată la determinări a fost pentru HS și PCn 3 kgf, iar pentru PE, 5 kgf.

și exprimată în procente, caracterizează uzura abrazivului pe suport, putînd fi calculată cu ajutorul relației:

$$U = \frac{G_1 - G_2}{G} 100, \% \qquad (1)$$

în care:

G_1 este greutatea perechii de probă înainte de frecare;

G_2 — greutatea perechii de probă după frecare;

G — greutatea materialului abraziv ce se află pe o suprafață de 225 cm^2.

Practic, valoarea G se determină în felul următor: o bucată de abraziv pe suport din proba prelevată pentru verificare, avînd aria de 225 cm^2, se introduce într-o baie de apă caldă și după desprinderea granulelor de abraziv se spală bine granulele pînă la îndepărtarea completă a liantului; se usucă apoi și se cîntărește, cu precizia menționată, materialul abraziv desprins, greutatea determinată reprezentînd valoarea necesară.

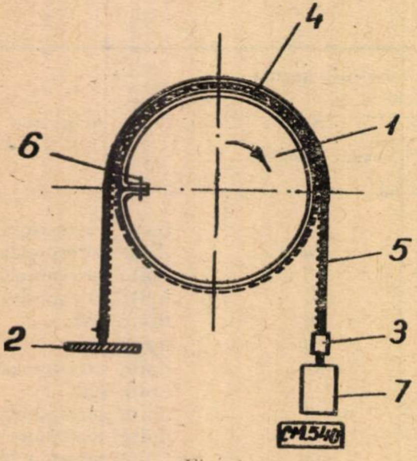


Fig. 1

Pentru verificarea reproductibilității rezultatelor, respectiv pentru stabilirea preciziei metodei, s-a procedat la executarea a cîte cinci determinări paralele la toate sortimentele uzuale de abraziv pe suport, obținîndu-se rezultatele cuprinse în tabela 1.

Din rezultatele obținute se poate constata că abaterile maxime de la valoarea medie (calculate pentru cinci probe paralele), depășesc numai în trei cazuri din cele 42 de determinări valoarea de ±3%, și aceasta în cazurile granulațiilor fine PCn 6 și PE 6, cînd lipirea granulelor a fost executată necorespunzător, iar uzura procentuală a probelor a fost pronunțată. La verificarea aspectului probelor șlefuite ale acestor trei loturi s-a putut constata că lipirea granulelor a fost executată neuniform, lucru ce explică obținerea unor rezultate mai disparate pentru probele paralele respective. În general însă probele paralele nu au prezentat abateri mai mari decît ±3% de la valoarea medie, precizie care se consideră satisfăcătoare pentru caracterizarea calității abrazivilor pe suport.

Metoda elaborată prin stabilirea uzurii abrazivilor pe suport cu o precizie de ±3% (în cazul executării a cinci probe paralele) permite deci aprecierea calității lipirii granulelor pe suport cu valori suficient de exacte și reproductibile; se poate aprecia deci că această metodă va prezenta un ajutor prețios atît la controlul fabricației, cît și la încercările realizate pentru îmbunătățirea calității produsului.

CZ 669.14.018.293 :621.791

Utilizarea și sudarea în construcțiile navale a oțelurilor carbon și a oțelurilor slab aliate

VASILE LĂCĂTUȘ, GHEORGHE COSTIN și SORIN FOLTEANU

Cerințele mereu crescînde ale industriei navale au impus înlocuirea oțelurilor cu conținut redus de carbon prin oțeluri slab aliate, cu proprietăți mecanice superioare, a căror întrebuințare este justificată și din punct de vedere economic. Un exemplu edificator, în acest sens, este următorul:

La navele moderne, gurile de magazii s-au lărgi foarte mult pentru a permite o încărcare-descărcare ușoară și rapidă (fig. 1: gură de magazie îngustă; fig. 2: gură de magazie largă).

Lărgirea gurii de magazie reduce considerabil secțiunea rezistentă a punții. Pentru a se realiza o secțiune echivalentă se îngroașă corespunzător tablele punții adiacente gurii de magazie.

La o navă de 4 000—5 000 tdw, pentru un oțel carbon obișnuit, marca St4S, grosimea acestei table poate ajunge la 40—50 mm.

Prin utilizarea unui oțel cu calități mecanice mai ridicate, adică cu o limită de curgere mai mare, există posibilități de a se reduce grosimea tablei de punte de la 40 la 24 mm, ceea ce la întreaga punte înseamnă o reducere de greutate de 20—25 t.

Reziliența scăzută la —40°C a oțelurilor carbon a făcut ca unele nave, care au navigat în regiuni de gheață, să sufere grave avarii, care uneori au dus chiar la scoaterea lor din exploatare.

Pentru eliminarea acestor importante dezavantaje s-au întreprins o serie întreagă de cercetări pentru găsirea unor oțeluri mai bune. Astfel, s-a găsit că cele mai avantajoase sînt oțelurile slab aliate. Calitățile mecanice mai ridicate ale acestora cu un conținut redus de elemente de aliere (crom, nichel, cupru și mangan) au permis ca, în afară de aspectul calitativ, să se asigure şi mari economii, preţul lor fiind destul de apropiat de cel al oţelurilor carbon. Această situaţie a făcut ca domeniul de utilizare a oţelurilor carbon să fie limitat în special la navele maritime.

Oţelurile carbon utilizate în prezent în construcţii navale sînt : oţelul St3S calmat, conform GOST 5521-50 (echivalent aproximativ cu oţelul OL38B, STAS 500-49) şi oţelul St4S, GOST 5521-50 (echivalent aproximativ cu oţelul OL42B). Oţelul St3S calmat se utilizează la nave fluviale pentru toată construcţia corpului, iar la nave maritime, numai la suprastructuri şi la grosimi de table de 2—3 mm. Oţelul St4S calmat se utilizează la navele fluviale pentru toată construcţia, iar la navele maritime, care nu sînt destinate pentru navigaţia în gheţuri, numai pentru grosimi pînă la 11,5 mm inclusiv. Pentru grosimi începînd cu 12 mm, la navele fără întărituri, speciale pentru gheaţă, şi pentru toate grosimile, la celelalte nave, se utilizează oţeluri slab aliate marca 09G2, SHL-4 şi MS-1. Oţelurile St3S şi St4S, necalmate, nu se utilizează în construcţii navale. Pentru a putea compara calităţile mecanice ale oţelurilor carbon cu cele ale oţelurilor slab aliate, în tabela 1 se dau proprietăţile lor mecanice, iar în tabela 2, compoziţia lor chimică.

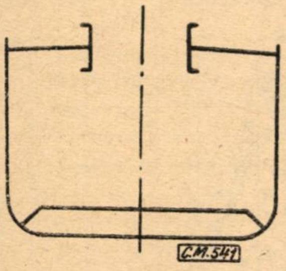


Fig. 1

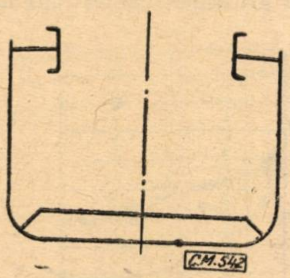


Fig. 2

Din analiza datelor (tabela 1) se constată că limita de curgere la oţelurile slab aliate creşte pînă la 30 kgf/cm² pentru oţel 09G2 şi pînă la 40 kgf/cm² pentru oţelurile SHL-4 şi MS-1, faţă de 24 kgf/cm² cît este la oţelul St4S, ceea ce reprezintă la oţelul 09G2 o creştere de 25%, şi la oţelul SHL-4 o creştere de 66,5%. Pe lîngă aceasta, la oţelurile slab aliate este garantată şi rezilienţa la —40°C.

Tabela 1

Marca oţelului	Grosimea epruvetei	Rezistenţa la rupere, kgf/mm²	Rezistenţa la rupere, kgf/mm²	Alungirea la rupere		Limita de curgere, kgf/mm²	Îndoirea la rece la 180° d — diametrul dornului a — grosimea epruvetei
				δ_{10}, %	δ_5, %		
Oţeluri carbon GOST 5521-50							
St35		38—47	38—40	23	27	22	d = 0,5 a
			41—43	22	26		
			44—47	21	25		
St45		42—52	42—44	21	25	24	d = 2 a
			45—48	20	24		
			49—52	19	23		
Oţeluri slab aliate GOST 5058-57							
09G2	4—10	46	46	18	—	31	d = 2 a
	11—24	45	45	18	—	30	d = 2 a
	25—30	44	44	18	—	30	d = 2 a
SHL-4	4—32	54	54	16	—	40	d = 2 a
10HSND	33—40	51	51	15	—	37	—
MS-1	4—32	54	54	16	—	40	d = 2 a
10HGSND	33—40	51	51	15	—	37	—

Din analiza compoziţiei chimice a acestor oţeluri (tabela 2) se constată că oţelurile slab aliate prezintă un conţinut de elemente de aliere destul de mic, ceea ce explică preţul lor apropiat de cel al oţelurilor carbon.

Posibilităţile de prelucrare a oţelului slab aliat 09G2 sînt aceleaşi ca şi la oţelurile carbon.

În ceea ce priveşte posibilităţile de prelucrare a oţelurilor slab aliate SHL-4 şi MS-1, există o serie de restricţii a căror nerespectare ar face să scadă foarte mult calităţile mecanice.

La aceste restricţii contribuie, desigur, faptul că, pentru grosimi mai mari decît 5 mm, tablele

Tabela 2

Marca oţelului	Compoziţia chimică, %					
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu
Oţeluri carbon GOST 5521-50						
St3S calmat	0,14—0,22	0,12—0,35	0,35—0,60	⩽ 0,30	⩽ 0,20	⩽ 0,40
St4S calmat	0,18—0,27	0,12—0,35	0,40—0,70	⩽ 0,30	⩽ 0,20	⩽ 0,60
Oţeluri slab aliate GOST 5058-57						
09G2	0,12	0,20—0,40	1,40—1,80	⩽ 0,30	⩽ 0,30	⩽ 0,30
MS-1	0,12	0,80—1,10	0,80—1,20	0,30—0,50	1,00—1,30	0,30—0,50
SHL-4	0,12	0,80—1,10	0,50—0,80	0,60—0,90	0,50—0,80	0,40—0,65

sînt supuse unui tratament termic de călire, urmat de o revenire înaltă.

Pentru a determina condiţiile ce se impun în fabricaţie s-au studiat influenţa prelucrării la rece şi influenţa prelucrării la cald asupra calităţilor mecanice ale oţelului. Calităţile mecanice influenţate sînt : limita de curgere, alungirea şi rezilienţa la —40°C.

Studiul influenţei prelucrării la rece s-a făcut astfel :

S-au luat table de diferite grosimi, care au fost supuse la îndoiri circulare cu diferite raze sau la îndoiri unghiulare de diferite unghiuri. Din aceste table îndoite s-au executat epruvete pentru încercări. Rezultatele acestor încercări au fost introduse într-un sistem de coordonate, după care s-au trasat curbele variaţiei calităţilor mecanice în funcţie de deformaţia fibrei întinse.

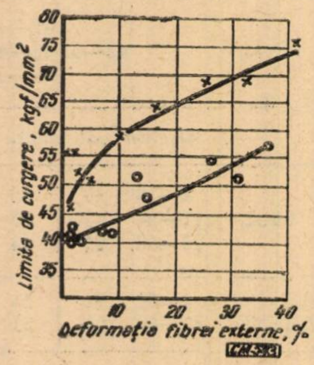


Fig. 3a

În figura 3 se dau curbele de variaţie a limitei de curgere, a alungirii la rupere şi a rezilienţei la —40°C, în funcţie de deformaţia fibrei întinse, pentru grosimile de 15 şi 26 mm. Din analiza diagramelor din figura 3 (a. influenţa măririi deformaţiei la întinderea fibrei externe, asupra limitei de curgere: *x* — tablă cu grosimea de 26 mm, *0* — tablă cu grosimea de 16 mm ; b. aceeaşi influenţă asupra alungirii la rupere : *x* — tablă cu grosimea de 26 mm, *0* — tablă cu grosimea de 14 mm ; c. aceeaşi influenţă asupra rezilienţei la — 40°C : *x* — tablă cu grosimea de 26 mm, *0* — tablă cu grosimea de 14 mm) se constată că în timp ce limita de curgere creşte cu creşterea deformaţiei fibrei întinse, alungirea şi rezilienţa la —40°C scad cu creşterea deformaţiei. Pentru a se obţine valori acceptabile pentru alungire şi rezilienţă, adică respectiv 16% şi 5 kgfm/cm², este necesar ca deformaţia fibrei întinse să nu depăşească 5—8%.

Deformaţia de 5—8% arată că la îndoiri circulare raportul razei de curbură la grosimea tablei nu trebuie să fie mai mic decît 10. De exemplu, la o tablă cu grosimea de 30 mm, raza de curbură trebuie să fie de minimum 300 mm. Pentru îndoiri unghiulare, deformaţia de 5—8% arată că nu sînt permise îndoiri de tablă la un unghi mai mare decît 15°.

Studiul influenţei prelucrării la cald a oţelurilor SHL-4 şi MS-1 s-a făcut astfel : s-au încălzit table la diferite temperaturi, în intervalul 400—1 100°C, şi s-au supus apoi ciocănirii. Din aceste table s-au scos, de asemenea, epruvete care au fost încercate în laborator, determinîndu-se limita de curgere şi alungirea. Valorile obţinute în urma acestor încercări sînt date în tabela 3.

Din analiza tabelei 3 se constată că valorile limitei de curgere, ale rezilienţei la 20°C şi ale rezilienţei la —40°C scad mult sub limitele admisibile, pentru toate regimurile de încălzire. Această situaţie duce la concluzia că oţelurile SHL-4 şi MS-1 nu pot fi îndreptate prin încălzire.

Ca o concluzie generală asupra utilizării oţelurilor slab aliate SHL-4 şi MS-1 rezultă că :

1. nu este permis ca tablele să fie supuse unei îndoiri circulare, la un raport al razei de curbură la grosimea tablei mai mic decît 10 ;

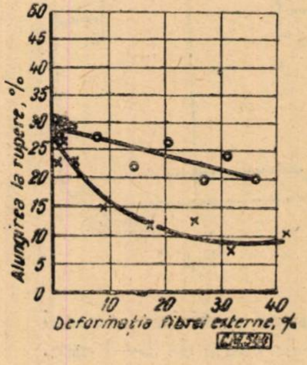


Fig. 3b

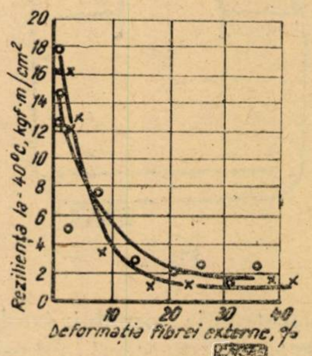


Fig. 3c

2. nu este permis să se îndoiască tablele la un unghi mai mare decît 15° ;

3. nu este permis să se îndrepte tablele prin încălzire la cald, ceea ce presupune luarea tuturor măsurilor pentru ca, în timpul fabricaţiei, subansamblurile să nu se strîmbe ;

4. tăierea tablelor din oţel SHL-4 şi MS-1 este indicat să se execute numai la foarfece sau cu flacără oxiacetilenică, cu maşini semiautomate şi

Tabela 3

Marca oţelului	Grosimea tablei, mm	Temperatura de îndoire la cald, C°	Valorile minime			
			limita de curgere, kgf/mm²	alungire la ruperea, %	rezilienţa, kgf/cm	
					—20°C	—40°C
SHL-4	20	stare iniţială	49,9	27,1	21,8	15,8
		1 100—900	40,6	22,3	2,0	0,5
		950—650	38,6	24,8	5,6	1,0
		950—600	37,1	14,3	0,7	0,4
		830—680	39,0	27,6	14,8	1,3
		650—400	42,8	20,5	14,3	8,7
	14	stare iniţială	38,2	27,5	12,2	10,2
		1 100—900	36,8	24,5	8,6	1,2
		950—650	35,7	23,0	9,2	2,6
		900—600	38,0	18,8	4,2	1,2
		830—680	36,8	22,5	8,8	6,6
		650—400	42,4	18,5	5,9	1,3
MS-1	30	stare iniţială	38,4	32.2	20,5	12,7
		1 100—900	35,2	28,8	16,9	3,9
		950—650	34,4	25,0	14,3	3,2
		900—600	40,7	19,3	6,5	2,2
		830—680	35,6	23,7	11,7	1,3
		650—400	39,4	25,2	10,4	1,8

automate; tăierea manuală cu o flacără oxiacetilenică va fi evitată.

În construcţiile navale, atît oţelurile carbon, cît şi oţelurile slab aliate, se sudează manual, automat şi semiautomat. La sudarea acestor oţeluri se utilizează diferite sîrme, fluxuri şi electrozi de sudare.

Electrozii folosiţi la Şantierele navale Galaţi corespund cu STAS 1125-61 sau cu GOST 9466-60. Sîrma de sudare folosită corespunde cu STAS 1126-61 şi cu GOST 2246-60. Fluxul utilizat în majoritatea cazurilor este AN 348A şi Z41, conform GOST 9087-59. La alegerea materialelor de sudare, pentru sudarea unei anumite calităţi de oţel se are în vedere ca toate calităţile mecanice ale îmbinării sudate şi ale metalului depus să nu fie mai mici decît limitele minime indicate în standarde pentru oţelul respectiv.

Verificarea calităţilor mecanice se face prin probe de tracţiune în laborator. Probele ce se execută sînt următoarele:

— pentru îmbinarea sudată: rezistenţa la rupere, îndoirea, rezilienţa la +20°C, rezilienţa la —40°C şi rezilienţa în zona influenţată termic;

— pentru materialul de adaos se determină: rezistenţa la rupere, limita de curgere, alungirea şi gîtuirea.

Proba de îndoire, conform regulilor registrului U.R.S.S., se face pentru sudura manuală la 180° şi pentru sudura automată, la 120°. Afară de aceste probe, registrul mai prevede probe speciale, printre care se aminteşte proba de stabilitate la coroziune şi proba de rezistenţă la frecarea prin alunecare.

Cînd trebuie sudat un anumit oţel, criteriile ce se au în vedere la alegerea materialelor de sudare sînt: calităţile mecanice pentru electrozi (care trebuie să fie aceleaşi cu ale oţelului ce urmează să fie sudat) şi compoziţia chimică pentru sîrmă (care trebuie să fie foarte apropiată de compoziţia chimică a oţelului). După alegerea materialelor de sudare, acestea se supun întîi probelor arătate şi numai după aceea se trece la folosirea lor în producţie. Oţelul carbon St4S calmat şi oţelul slab aliat 09G2 se sudează manual, la Şantierele navale Galaţi, cu electrozi El44T conform STAS-61 sau cu electrozi Böhler Fox SPE, şi automat sau semiautomat, cu sîrmă Sl0x, conform STAS 1126-61 şi cu flux An348A sau Z41, conform GOST 9087-50. Electrozii Böhler Fox SPE se utilizează pentru executarea cusăturilor dintre secţii, a cusăturilor de la elementele centurii de gheaţă şi pentru sudarea diverselor noduri întărite, cum ar fi: secţii de etambou-etravă, colţurile gurilor de magazii etc. Pentru toate celelalte elemente constructive se utilizează electrozi El44T. Utilizarea limitată a electrodului El44T se explică prin aceea că el nu asigură valoarea rezilienţei de 14 kgfm/cm^2 la 20°C. Probele executate au dat pentru rezilienţă o valoare medie de 10 kgfm/cm^2. Imbunătăţirea acestei calităţi la electrodul El44T ar limita folosirea electrodului Böhler Fox, care se procură din import. De asemenea, trebuie avută în vedere şi asigurarea unei rezilienţe de 3—5 kgfm/cm^2 la —40°C.

La folosirea materialelor de sudare se urmăreşte asigurarea lipsei de umiditate pentru electrozi şi flux şi a lipsei de oxizi şi grăsimi pentru sîrmă. De asemenea, se curăţă de oxid marginile tablei ce urmează a fi sudate. Nerespectarea acestor condiţii atrage după sine o sudură de calitate necorespunzătoare şi cu multe defecte, ce se descoperă la controlul Roentgen. Aceste defecte impun scobirea cordonului de sudură şi resudarea lui.

Pentru a stabili materialele de sudare necesare oţelurilor SHL-4 şi MS-1 s-a procedat astfel: s-a căutat un electrod care să asigure o limită de curgere de peste 40 kgf/mm^2, o rezilienţă la +20°C de peste 14 kgfm/cm^2, iar rezilienţa la —40°C să fie de peste 5 kgfm/cm^2. Mărcile de electrozi care au satisfăcut cel mai bine aceste condiţii au fost: UONI 13/55 şi Böhler Fox EV 50. Ţinînd seamă de posibilităţile de procurare s-a ales electrodul EV 50.

La alegerea sîrmei s-a urmărit asigurarea unei compoziţii chimice cît mai apropiate de aceea a oţelurilor SHL-4 şi MS-1. În urma cercetărilor făcute s-a ales sîrma S10 Ml conform STAS 1126-61, care are conţinutul de carbon şi mangan aproape egal cu cel al oţelurilor SHL-4 şi MS-1. Fluxul folosit a fost AN348A, conform GOST 9087-50. La efectuarea probelor s-a urmărit şi introducerea în producţie a noilor metode tehnologice cu productivitate mai mare, cum ar fi:

— tăierea cu gaze a tablelor şi prelucrarea pentru sudare, cu aparat automat portativ;

— sudarea tablei cap la cap, fără prelucrare, pe pernă de flux;

— scobirea rădăcinii prin metoda arc-aer.

Probele efectuate s-au împărţit în trei categorii, şi anume:

— probe de sudare la tablă de 22 mm;

— probe de sudare la tablă de 28 mm;

— probe de sudare a cusăturii şi a materialului de bază (SHL-4) degroşat cu aparat automat portativ, cu gaze.

Modul în care s-au executat probele şi calităţile materialelor utilizate sînt arătate în tabela 4 (epruvete executate din table sudate, cu grosimea de 22 mm), în tabela 5 (probe privind calităţile mecanice ale materialului şi sudurii în urma prelucrării prin tăiere cu flacără oxiacetilenică; degroşarea s-a executat cum se arată în figura 4 şi în tabela 6 (epruvete executate din table sudate cu grosimea de 28 mm). Tablele au fost prelucrate pentru sudarea prin tăiere cu un aparat cu gaze automat portativ. Tracţiunea epruvetelor s-a făcut în maximum 24 h după confecţionarea lor. Epruvetele pentru probe s-au executat conform GOST 6995-54. Unghiul de îndoire, de 120°, la sudarea automată s-a ales după indicaţiile regulilor de registru.

Materialul de sudare folosit la încercările arătate a fost, pentru sudarea automată, sîrmă S10M1, conform STAS 1126-61, echivalentă cu sîrma

Tabela 4

Modul de sudare a probei	Nr. epruvetei	Legătura sudată			Materialul de adaos						Observaţii
		σ_r, kgf/mm²	locul rupturii	îndoirea	k la 20°C, kgfm/cm²	k la —40°C kgfm/cm²	σ_r, kgf/mm²	σ_c, kgf/mm²	δ_{10}, %	ψ, %	
Automat sub flux, cap la cap, cu prelucrare în V, fără polizare. Tablă SHL-4, cu tablă SHL-4 Epruveta 3A	1	61,0	material	la 120° bună	9,00	4,63	67,5	55,0	18,0	55,6	
	2	61,4	material	la 120° bună	8,76	6,59	67,0	58,2	18,0	40,3	
	3		—	—	9,50	8,50	—	—	—	—	
Automat sub flux, cap la cap. fără prelucrarea marginilor şi fără polizare. Tablă SHL-4, cu tablă SHL-4. Epruveta 1A	1	61,2	material	la 120° bună	7,7	3,95	69,7	54,8	18,4	51,0	
	2	60,0	material	la 120° bună	6,75	4,43	66,1	44,2	21,7	55,5	
	3	—	—	—	7,86	—	—	—	—	—	
Contraprobă pentru rezilienţa la 20°C şi —40°C	1				8,0	5,75					
	2				8,4	3,4					
	3				8,0						
Automat sub flux, cap la cap, fără prelucrare şi fără polizare. Tablă SHL-4, cu tablă 09G2. Epruveta 1CA	1	55,0	material 09G2	la 120° bună	12,5	7,7	65,0	44,5	23,0	62,0	
	2	55,3	material O9G2	la 120° bună	12,42	6,56	55,6	40,7	21,7	62,0	
	3		—	—	10,12	5,75	—	—	—	—	
Automat sub flux, cap la cap, cu prelucrare în V, fără polizare. Tablă SHL-4, cu tablă 09G2. Epruveta 2CA	1	53,5	material 09G2	la 120° bună	8,13	1,25	65,1	54,8	20,0	60,0	
	2	53,5	material 09G2	la 120° bună	10,3	5,62	67,0	55,0	21,0	56,0	
	3	—	—	—	11,2	3,75	—	—	—	—	
Contraprobă pentru rezilienţă la —40°C	1	—	—	—	—	7,75	—	—	—	—	
	2	—	—	—	—	8,25	—	—	—	—	
	3	—	—	—	—	8,50	—	—	—	—	
Manual, cap la cap, prelucrare în V, fără polizare. Tablă SHL-4, cu tablă SHL-4. Epruveta 1M	1	65,5	material	la 180° 1 por	17	12,65	61,5	56,5	18,0	78,0	
	2	62,0	material	la 160° fisură	20	14,3	67,5	62,5	18,0	72,4	
	3	—	—	—	22,4	18,3	—	—	—	—	
Contraprobă pentru îndoire	1	—	—	la 180° bună	—	—	—	—	—	—	
	2	—	—	la 180° bună	—	—	—	—	—	—	
Manual, cap la cap, prelucrare în V, rădăcină scobită arc-aer. Tablă SHL-4, cu tablă SHL-4. Epruveta 3M	1	60,8	material	la 160° mic por	17,9	15,3	69,4	62,3	15,0	71,5	
	2	60,6	material	la 160° mic por	22,2	18,8	66,4	57,3	20,8	75,0	
	3	—	—	—	20,79	17,0	—	—	—	—	
Manual, cap la cap cu prelucrare în V, fără polizare. Tablă SHL-4, cu tablă 09G2. Epruveta 3CM	1	52,0	material 09G2	la 100° fisură	21,0	19,8	60,5	56,5	15,0	76,0	* a prezentat un por în secţiune
	2	51,7	material 09G2	la 180° bună	23,1	8,27*	60,2	53,0	15,0	72,0	
	3	—	—	—	21,0	21,8	—	—	—	—	
Contraprobă pentru îndoire şi material de adaos	1	—	—	la 180° bună	—	—	60,0	51,3	16,75*	36,6*	* a prezentat un por în secţiune
	2	—	—	la 180° bună	—	—	57,4	48,6	20,0	66,0	
	3	—	—	—	—	—	60,0	50,0	25,0	70,0	
Manual, cap la cap, cu prelucrare în V, rădăcină scobită arc-aer. Tablă SHL-4, cu tablă 09G2. Epruveta 4CM	1	54,5	material 09G2	la 180° mic por	24,4	21,5	68,6	61,3	15,0	66,0	
	2	54,3	material 09G2	la 180° mic por	23,1	18,3	70,7	63,0	16,7	61,6	
	3	—	—	—	22,8	21,2	—	—	—	—	

Tabela 5

Modul de sudare a probei	Nr. epruvetei	Legătura sudată			Materialul de adaos						Observaţii
		σ_r kgf/mm	locul rupturii	îndoirea	k la 20°C, kgfm/cm²	k la —40°C, kgfm/cm²	σ_r, kgf/mm²	σ_c, kgf/mm²	δ_{10}, %	ψ, %	
Sudură manuală, cap la cap, prelucrare în V cu gaze, manual şi polizat. Rădăcina scobită cu pistolul. Tabla SHL-4, de 30 mm grosime, degroşată cu gaze automat, pînă la 12 mm. Tablă 09G2 de 12 mm grosime. Epruveta DM	1	52,4	material	la 180° bună	25,3	20,0	64,5	54,0	24,0	67,0	
	2	52,0	material	la 180° bună	20,6	20,8	62,5	55,0	21,0	75,0	
	3	—	—	—	20,3	17,5	—	—	—	—	
Sudură automată, cap la cap, fără prelucrare, tăiere cu gaze. Tablă SHL-4, de 30 mm, grosime, degroşată automat cu gaze, pînă la 16 mm. Tabla 09G2 de 12 mm grosime. Epruveta DA	1	58,8	material	la 120° bună	10,7	6,25	63,2	48,5	24,0	55,4	
	2	59,0	material	la 120° bună	11,2	5,25	62,6	46,7	24,0	55,4	
	3	—	—	—	7,7	7,4	—	—	—	—	
Probe la tabla SHL-4 de 30 mm grosime, degroşată automat cu gaze, pînă la 12 mm; suprafaţa s-a polizat după degroşare. Epruveta D	1	—	material	la 180° bună	15,25	6,85	61,7	46,7	19,0	—	probele s-au făcut pentru materialul de bază
	2	—	material	la 180° bună	11,76	6,25	63	48	23,0	—	
	3	—	—	—	14,25	6,0	—	—	—	—	

Tabela 6

Modul de sudare a probei	Nr. epruvetei	Legătura sudată			Materialul de adaos					
		σ_r, kgf/mm²	locul rupturii	îndoirea	k la 20°C, kgfm/cm²	k la —40°C, kgfm/cm²	σ_r, kgf/mm²	σ_c, kgf/mm²	δ_{10}, %	ψ, %
Automat, cap la cap, cu prelucrare în X asimetric, fără polizare. Tablă SHL-4, cu tablă SHL-4. Epruveta S1	1	56,2	material	la 120° bună	10,30	6,5	59,2	44,2	20,0	49,0
	2	57,0	material	la 140° fisură	9,00	6,85	57,4	46,0	20,0	49,0
	3	—	—	—	8,75	1,5	—	—	—	—
Contraprobă la îndoire	1	—	—	la 120° bună	—	7,6	—	—	—	—
	2	—	—	la 120° bună	—	1,67	—	—	—	—
Sudură cap la cap, prelucrare în X asimetric. Canalul de bază, automat şi rădăcina, manual. Tablă SHL-4 cu tablă SHL-4. Epruveta S2	1	56,5	material	la 180° bună	11,2	—	60,0	42,5	19,3	55,5
	2	57,0	material	la 180° bună	10,2	—	60,0	44,0	20,7	55,5
	3	—	—	—	10,6	—	—	—	—	—

SVO8GA, conform GOST 2246-60. Toate probele de sudare s-au făcut cu sîrmă cu diametrul de 3 mm, avînd compoziţia chimică din tabela 7.

Fluxul utilizat pentru sudarea automată a fost AN348A, conform GOST 9087-50. Pentru sudarea manuală s-a utilizat electrod Böhler Fox EV 50, echivalent cu electrodul UONI 13/55 (E50A), conform GOST 9467-50. Electrozii au avut diametrul de 3,85, 4 şi 6 mm; calităţile lor mecanice sînt arătate în tabela 8.

O observaţie foarte importantă care s-a desprins în timpul probelor este aceea că electrodul EV 50 absoarbe cu multă uşurinţă umezeala şi sudarea cu ajutorul lui în această stare are ca rezultat apariţia unui număr foarte mare de pori în cordonul de sudură.

Probele efectuate cuprind atît cusături ale tablei din oţel SHL-4, cît şi cusături ale tablei din oţel SHL-4 cu tablă din oţel 09G2. Din analiza valorilor obţinute rezultă că rezistenţa la rupere este mai mare decît 55 kgf/mm^2 pentru cusături SHL-4 cu 09G2, limita de curgere mai mare decît 40 kgf/mm^2, alungirea mai mare decît 16% şi rezilienţa la —40°C mai mare decît 5 kgfm/cm^2. Rezilienţa la + 20° C este în jurul valorii de 20 kgfm/cm^2 pentru sudura executată manual şi de 8—9 kgfm/cm^2 pentru sudura executată automat (valorile mici ale rezilienţei obţinîndu-se, în general, pentru sudarea automată cap la cap fără prelucrare, şi anume foarte puţin peste 8 kgfm/cm^2, iar la —40°C sub 5 şi chiar sub 3). Se crede că la aceasta au contribuit lipsa de experienţă în acest domeniu şi sudarea cu sîrmă cu diametrul de 3 mm, în lipsa sîrmei cu diametrul de 4 mm. Obţinerea unor calităţi mecanice deasupra limitelor minime, pentru oţelurile sudate conform normelor, confirmă că alegerea materialelor de sudare este bine făcută şi se poate trece la folosirea în producţie a tuturor regimurilor de sudare arătate în tabela 4, fără reţineri, cu excepţia sîrmei de sudare, la care trebuie încă analizate calităţile mecanice de rezilienţă la + 20°C şi la —40°C.

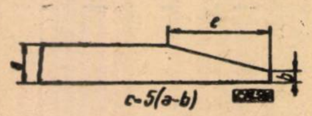


Fig. 4

Nu s-au făcut probe privind stabilitatea la coroziune, a rezistenţei la frecare prin alunecare şi a rezilienţei în zona influenţată termic.

Din analiza materialelor de sudare indigene care se folosesc în prezent pentru sudarea oţelurilor carbon, şi anume: sîrma S10X conform STAS 1126-61, electrodul EL 44 T conform STAS 1125-61 şi sîrma S10M1 conform STAS 1126-61, care urmează a fi utilizată pentru sudarea oţelurilor slab aliate, se desprind următoarele măsuri:

a) studierea calităţilor mecanice ale sîrmelor S10X şi S10M1, în vederea garantării valorilor rezilienţei la +20°C şi la —40°C. Ţinînd seamă de faptul că îmbinarea sudată trebuie să asigure o rezilienţă la + 20°C de minimum 13—14 kgfm/cm^2 şi o rezilienţă la —40°C de minimum 3 kgfm/cm^2 pentru sudare cu SIOX şi de minimum 5 kgfm/cm^2 pentru sudare cu S10M1, este necesar ca sîrma să asigure valori mai ridicate care să corespundă chiar şi la o eventuală diminuare a lor, după procesul de sudare;

Tabela 7

Elementul	Conţinutul, %	
	sîrmă S10MI	sîrmă SV08GA
C	maximum 0,12	maximum 0,10
Mn	0,8—1,2	0,8—0,10
Si	maximum 0,15	maximum 0,03
Cr	maximum 0,10	maximum 0,10
Ni	—	maximum 0,15
S	maximum 0,03	maximum 0,03
P	maximum 0,03	maximum 0,03

Tabela 8

Calităţi mecanice	Valori	
	EV 50	UONI 13/15
Rezistenţa la rupere, kgf/mm^2	50 —55	50—55
Limita de curgere, kgf/mm^2	40 —45	40—45
Alungirea la rupere δ_5, %	28 —38	minimum 20
Rezilienţa la 20°C, kgfm/cm^2	18 —21	minimum 13,0
Rezilienţa la —40°C, kgfm/cm^2	11,5—18	—

b) îmbunătăţirea calităţii electrodului EL 44 T, conform STAS 1125-61, pentru a se asigura valori mai ridicate ale rezilienţei la + 20°C şi —40°C, în scopul înlocuirii electrodului Böhler Fox SPE, care se procură din import;

c) studierea îmbunătăţirii electrodului EL 50 B, conform STAS 1125-61, pentru a se putea înlocui electrodul Böhler EV 50;

d) un studiu pentru stabilirea regimului optim la sudarea automată şi semiautomată, în special la tablele de grosimi mari;

e) continuarea probelor pentru determinarea stabilităţii la coroziune, a rezistenţei la frecare şi a rezilienţei, în zona influenţată termic.

Desigur că la rezolvarea acestor măsuri vor contribui atît şantierele de construcţii navale, cît şi fabricile producătoare de materiale de sudare şi unităţile de specialitate şi de cercetări în domeniul sudării.

CZ 620.172.21 : 620.179.152

Metode pentru determinarea eforturilor unitare în piese cu ajutorul razelor Roentgen

GHEORGHE HARNAGEA ŞI MIHAI TRIPA

Determinarea eforturilor unitare în piese, cu ajutorul razelor Roentgen, se bazează pe măsurarea deformațiilor. Metoda este limitată la materialele cristaline, la metal. Se admite că metalul este un solid omogen, continuu și izotrop, căruia i se pot aplica rezultatele teoriei elasticității. Se măsoară distanțele dintre planele rețelelor atomice, considerîndu-se metalele ca materiale policristaline formate din agregate de microcristale cu orientare oarecare și se utilizează raze Roentgen cu lungimi de undă foarte mari (1,5—2,5 Å) și cu adîncime de pătrundere mică de numai cîteva sutimi de milimetru. Suprafața iradiată e mică, cu diametrul de 1—3 mm, deci se pot cerceta eforturile unitare localizate. Se determină numai deformațiile elastice și nu suma deformațiilor elastice și plastice ca la măsurarea mecanică a deformațiilor. Metoda roentgenografică include starea absolută de solicitare, de aceea este potrivită pentru determinarea eforturilor inițiale. Metoda este utilizabilă cu precizie satisfăcătoare la metalele cu granulație fină, care dau dungi fine, și mai puțin utilizabilă la metale cu granulație mare, unde erorile sînt mari din cauza grosimii neuniforme a dungilor. Într-un articol anterior (Construcția de Mașini, nr. 4/1963) s-a prezentat o metodă pentru determinarea sumei eforturilor unitare principale. În acest articol se evidențiază trei metode pentru determinarea unui singur efort unitar.

În cadrul primei metode se consideră cunoscute deformațiile liniare specifice ε_x și ε_y pe direcțiile axelor unui sistem de coordonate rectangulare, cum și deformația unghiulară specifică γ_{xy} în planul sistemului de axe; deformația liniară specifică ε_s a unui segment de dreaptă $ds = PP'$ (fig.1) este dată de expresia:

$$\varepsilon_s = \varepsilon_x \cos^2 \alpha + \varepsilon_y \cos^2 \beta + \gamma_{xy} \cos \alpha \cos \beta. \quad (1)$$

În cazul cînd axele sînt axe principale de deformație, $\gamma_{xy} = 0$, iar expresia (1) devine:

$$\varepsilon_s = \varepsilon_1 \cos^2 \alpha + \varepsilon_2 \cos^2 \beta, \quad (2)$$

unde ε_1 și ε_2 sînt deformațiile specifice principale, iar $\cos \alpha$ și $\cos \beta$, cosinusurile directoare ale segmentului ds.

Efortul unitar σ_x de pe suprafața de reflexie, care trebuie determinat, face cu una din direcțiile efortului unitar principal σ_1 unghiul φ (fig. 2). Efortul unitar principal σ_2 se află în același plan cu σ_1 și σ_x. Al treilea efort unitar principal σ_3 este direcțional după normala PO la suprafață și este egal cu zero ($\sigma_3 = 0$). Efortul unitar σ_y se află în același plan cu σ_x, σ_1 și σ_2. Deformațiile liniare specifice sînt: ε_x, ε_y, ε_1, ε_2 și ε_3. Ultima fiind normală pe planul celorlalte, se mai notează $\varepsilon_3 = \varepsilon_\perp$. Dacă se notează modulul de elasticitate al materialului cu E și coeficientul lui Poisson cu μ, se pot scrie ecuațiile generalizate ale lui Hooke în plan:

$$\begin{aligned} E\varepsilon_x &= \sigma_x - \mu\sigma_y; \\ E\varepsilon_y &= \sigma_y - \mu\sigma_x; \\ E\varepsilon_\perp &= -\mu(\sigma_x + \sigma_y) = \mu(\sigma_1 + \sigma_2). \end{aligned} \quad (3)$$

În planul format de normala PO la planul σ_1, σ_2 și σ_x (fig. 2), deformația pe direcția φ, ψ este:

$$\varepsilon_{\varphi\psi} = \varepsilon_\perp \cos^2 \psi + \varepsilon_x \sin^2 \psi. \quad (4)$$

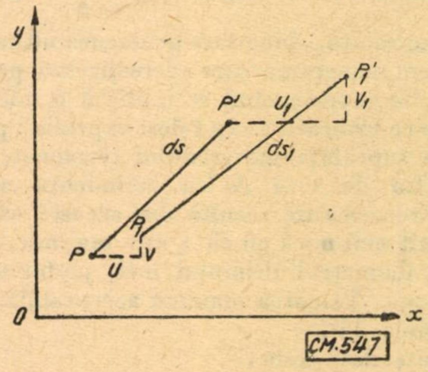


Fig. 1

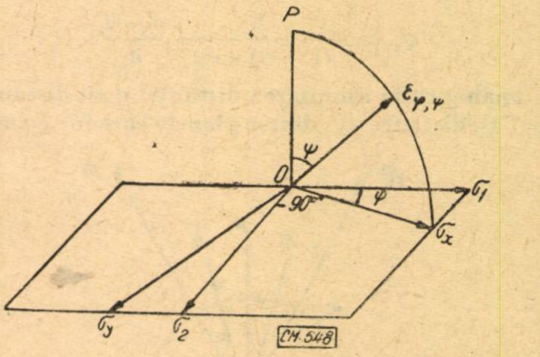


Fig. 2

Ținînd seamă de relațiile (3), expresia (4) devine:

$$E\varepsilon_{\varphi\psi} = \sigma_x \left[(1 + \mu) \sin^2 \psi - \mu\right] - \mu \sigma_y. \quad (5)$$

Din relația (5) se observă că $\varepsilon_{\varphi\psi}$ nu e funcție de φ, deci se notează cu ε_ψ.

Pentru eliminarea efectului componentei necunoscute σ_y se exprimă diferența dintre deformațiile specifice ε_ψ și $\varepsilon_\perp$:

$$E(\varepsilon_\psi - \varepsilon_\perp) = \sigma_x (1 + \mu) \sin^2\psi,$$

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 + \mu) \sin^2\psi} (\varepsilon_\psi - \varepsilon_\perp). \quad (6)$$

Din relația (6) rezultă că, pentru determinarea efortului unitar de la suprafață, este necesară măsurarea a două deformații specifice, una după direcţia perpendiculară pe suprafaţă şi alta după o direcţie înclinată pe suprafaţă, în planul care trece prin direcţia efortului unitar σ_x şi prin normală la suprafaţă.

Deformaţiile ε_ψ şi $\varepsilon_\perp$ se pot exprima ca mai jos, în funcţie de distanţele dintre planele reticulare ale reţelei cristaline a materialului comportînd eforturi unitare :

$$\varepsilon_\psi = \frac{d_\psi - d}{d}, \quad \varepsilon_\perp = \frac{d_\perp - d}{d}.$$

$$\varepsilon_\psi - \varepsilon_\perp = \frac{d_\psi - d_\perp}{d}.$$

Distanţa d dintre planele reticulare paralele cu suprafaţa poate fi asimilată distanţei $d_\perp$ dintre planele înclinate cu unghiul $\eta = \frac{\pi}{2} - \alpha$ faţă de această suprafaţă, plane care generează ultimul inel de pe roentgenograma care se realizează prin metoda razelor inverse, cînd se iradiază o mică zonă O (în cele ce urmează se va folosi expresia : punctul O) de pe suprafaţa materialului tensionat, cu un fascicul fin de raze X cu incidenţa normală (fig. 3). Eroarea care rezultă din această asimilare este cu atît mai mică cu cît η este mai mic, respectiv cu cît diametrul ultimului inel, pe filmul plan, este mai mic. Valoarea maximă acceptabilă pentru η este circa 15°.

Se poate deci scrie :

$$\varepsilon_\psi - \varepsilon_\perp = \frac{d_\psi - d_\perp}{d_\perp}, \text{ rezultînd :}$$

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 + \mu)\sin^2\psi} \frac{d_\psi - d_\perp}{d_\perp}. \tag{7}$$

Analog ca la asimilarea distanţei d cu distanţa $d_\perp$ (fig. 3), distanţa d_ψ dintre planele care fac cu suprafaţa materialului tensionat unghiul ψ poate fi asimilată distanţelor $d_\psi \pm \eta$ dintre planele care generează ultimul inel de pe roentgenograma realizată prin metoda razelor inverse, cînd se iradiază acelaşi punct O de pe suprafaţa materialului tensionat, cu un fascicul de raze X, făcînd unghiul ψ cu normala (incidenţa $\frac{\pi}{2} - \psi$, fig. 4). Ca şi în primul caz, această asimilare comportă erori în limite acceptabile cînd η nu depăşeşte 15°.

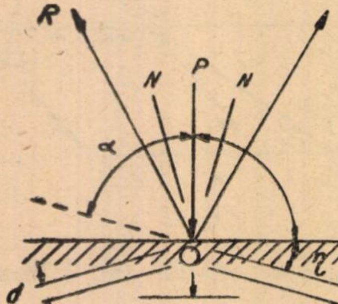


Fig. 3

Distanţele d_ψ şi $d_\perp$, putînd fi deduse din roentgenograme realizate cu fascicule de raze X avînd incidenţele $\frac{\pi}{2} - \psi$, respectiv $\frac{\pi}{2}$, relaţia (7) arată că efortul unitar σ_x în punctul O se poate determina din două roentgenograme, una sub incidenţa $\frac{\pi}{2} - \psi$ şi alta sub incidenţa normală, fără a fi nevoie să se efectueze măsurări pe piesa nesolicitată pentru determinarea distanţei d dintre planele reticulare în această stare de nesolicitare.

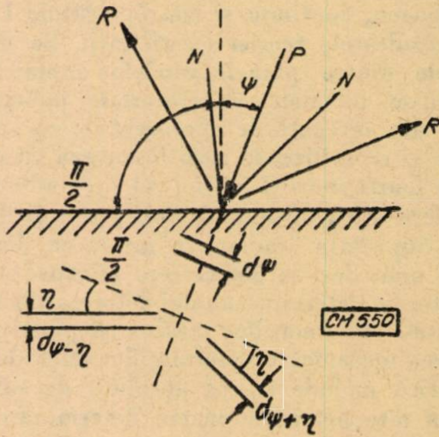


Fig. 4

Unghiul $\eta \leqslant 15°$ se obţine folosind la examinarea eforturilor în diverse metale lungimile de undă λ, respectiv anodele tuburilor Roentgen, care dau ultimul inel cu un diametru destul de mic; de exemplu, în cazul materialelor feroase, anoda de cobalt determină pentru ultimul inel unghiul $\alpha = 80°\,37{,}5'$, respectiv $\eta = \frac{\pi}{2} - \alpha = 9°\,22{,}5'$.

Pentru determinarea efortului unitar prin a doua metodă se exprimă aceasta în funcţie de două deformaţii specifice, măsurate pe două direcţii diferite situate în planul determinat de OX şi de normala PO la suprafaţă.

Se scriu expresiile deformaţiilor $\varepsilon_{\psi 1}$ şi $\varepsilon_{\psi 2}$ ca în relaţia (5) şi se face diferenţa lor pentru a se elimina σ_y. Rezultă efortul unitar :

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 + \mu)(\sin^2\psi_1 - \sin^2\psi_2)} (\varepsilon_{\psi_1} - \varepsilon_{\psi 2}).$$

Se continuă calculul ca în cadrul primei metode, ajungîndu-se la expresia efortului :

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 + \mu)(\sin^2\psi_1 - \sin^2\psi_2)} \cdot \frac{d_{\psi 1} - d_{\psi 2}}{d_{\psi 1}}, \tag{8}$$

independentă, ca şi în primul caz, de distanţa d dintre planele reticulare ale reţelei cristaline în stare netensionată.

În cazul particular cînd

$$\psi_1' = 45° + \eta \text{ şi } \psi_2 = 45° - \eta,$$

expresia efortului unitar este :

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 + \mu)\sin 2\eta} \cdot \frac{d_{\psi 1} - d_{\psi 2}}{d_{\psi 1}}.$$

În acest caz, valoarea efortului σ_x se capătă printr-o singură roentgenogramă sub incidența de 45°, valorile $d_{\psi 1}$ și $d_{\psi 2}$ deducîndu-se din măsurări separate pe cele două jumătăți ale inelului de difracție.

A treia metodă pentru determinarea eforturilor este metoda Osswald.

Este cunoscut faptul că materialele cristaline netensionate, iradiate cu un fascicul fin de raze X cu incidența normală sau oblică, generează conuri de difracție cu baza circulară, respectiv inele de difracție circulare pe filmul plan folosit la metoda razelor inverse.

Aceleași materiale, tensionate, iradiate în aceleași condiții ca mai sus, generează inele de formă, dimensiuni și orientare variabile cu felul, mărimea și orientarea efortului existent în punctul de incidență.

De exemplu, un metal care comportă o stare de efort liniară și care este supus unui fascicul fin de raze X cu incidență oblică, situat în planul definit de normala în punctul de impact de pe suprafața metalului și direcția efortului liniar trecînd prin același punct, generează pe filmul plan un inel de difracție care comportă o singură axă de simetrie, situată în planul amintit și deplasată într-un sens sau altul, în lungul diametrului inelului circular generat de același material netensionat, după cum efortul liniar este de întindere sau de compresiune.

Metalele care prezintă o stare de efort plană, iradiate cu un fascicul de raze X cu incidența normală sau oblică, generează inele de difracție de forme mai complicate, rezultînd toate din deformarea inelului circular generat de metalul netensionat.

Oricum ar fi un metal, tensionat sau netensionat, și oricare ar fi starea de efort în ultimul caz, inelul de difracție generat de un fascicul de raze X sub incidență oblică are dunga mai îngustă și mai puțin intensă în jumătatea acestuia apropiată de piesă (figura 5), din cauza drumului mai lung parcurs prin metal de razele reflectate și a proiecției mai înguste a punctului de impact pe film.

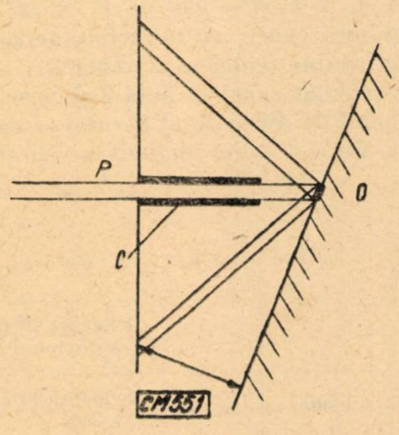


Fig. 5

Deplasările dungilor sînt de ordinul zecimilor de milimetri în timp ce lățimea lor este de ordinul milimetrilor, iar axul inelelor de ordinul centimetrilor, fapt care face anevoioasă aprecierea justă a deplasării dungilor, respectiv a mărimii eforturilor. La această dificultate se adaugă faptul că granulațiile existente în metale se traduc pe roentgenogramă printr-o înnegrire discontinuă, puncte negre etc. Acest ultim neajuns se remediază în parte prin oscilarea filmului cu un unghi de cîteva grade, obținîndu-se dungi de lățime uniformă ca în figura 7.

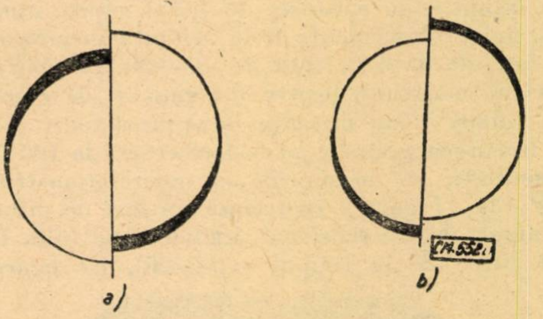


Fig. 6

Asimetria inelelor de difracție generate de metalele tensionate, iradiate sub incidență oblică, constituie baza metodei practice a lui Osswald pentru determinarea felului efortului, compresiune sau întindere, și a mărimii acestuia.

Procedeul practic este următorul: filmul se acoperă pînă la jumătate (pînă la axul longitudinal al inelului) și, după expunerea jumătății neacoperite, se întoarce cu 180° pentru a se expune și a doua jumătate, în timp ce prima jumătate rămîne acoperită. Cele două semiinele, la 180° unul față de altul, care apar pe film, sînt decalate relativ. Sensul decalajului indică felul efortului, de întindere (fig. 6 a) sau de compresiune (fig. 6 b), iar mărimea decalajului constituie indiciul mărimii acestuia.

Au fost efectuate măsurări de eforturi în cadrul primei metode descrise, iar prin metoda a doua, în varianta cu incidența la 45° necesitînd o singură roentgenogramă; s-au realizat de asemenea roentgenograme informative prin metoda Osswald.

În lipsa unui aparat Roentgen de construcție specială pentru determinări de eforturi elastice în metale s-a folosit aparatul comun pentru cercetări de structură fină, model TuRM — 60, căruia i s-au adus o serie de completări:

— un dispozitiv de orologerie pentru realizarea *rotației* filmului plan cu un unghi de ordinul a 6° în 6 — 8 ore cît durează expunerea totală, cu rezultate comparabile celor care se obțin prin *oscilarea* filmului cu același unghi, recomandată în literatură;

— un dispozitiv dinamometric orientabil pentru realizarea eforturilor elastice în epruvete și pentru orientarea epruvetelor în scopul realizării incidențelor necesare;

— un dispozitiv pentru realizarea planeității filmului;

— realizarea perpendicularităţii filmului pe axul de rotaţie, condiţie indispensabilă la măsurarea roentgenografică a eforturilor în materiale.

Distanţa impact-film s-a măsurat prin metoda substanţei etalon; s-a folosit aluminiul chimic pur, chiar în cazul iradierilor sub incidenţă normală, cînd erau suficiente măsurări cu compasul. Măsurarea pe roentgenograme s-a făcut cu microfotometrul.

Au fost măsurate roentgenografic eforturi liniare de întindere în epruvete de fier şi cupru, iradiate normal şi sub incidenţa de 45°. Durata unei expuneri a fost de 6—8 h, faţă de 10′—20′ la aparatele special construite pentru determinări de eforturi, cu tuburi avînd distanţa focar-piesă foarte mică.

Roentgenogramele au fost efectuate la I.C.T.Tc. Bucureşti, iar măsurările cu microfotometrul la I.P.-Cluj. Figura 7 reprezintă un inel de difracţie generat de fier tensionat, iradiat oblic (film rotit cu circa 12° în timpul expunerii), iar figura 8, roentgenograma generată de cupru tensionat, iradiat la 90° şi 45° (etalon aluminiu), în aceleaşi condiţii de rotire.

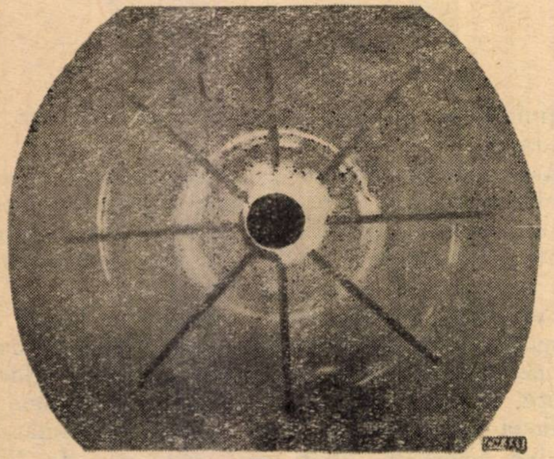


Fig. 7

Exemplu de calcul

A fost determinat efortul unitar într-o epruvetă din tablă de cupru (7 × 0,5 mm) cu ajutorul relaţiei (7) obţinută prin prima metodă (tabela 1).

Liniile 1, 2 şi 3 din tabelă conţin elemente de calcul pentru $d_\perp$, iar liniile 4, 5 şi 6 pentru d_ψ, ψ fiind ales de 45°. Mersul calculului este următorul :

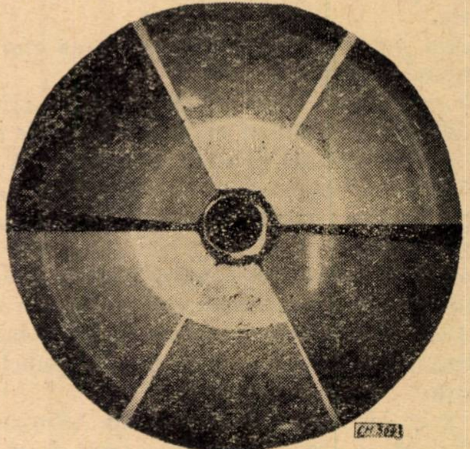


Fig. 8

— se măsoară cu compasul, aproximativ, distanţa D film-punct de impact (coloana 1, linia 1);

— se măsoară exact, cu microfotometrul, raza r a inelului de difracţie a etalonului aluminiu (1/2 din diametru) (coloana 2, linia 1);

— din triunghiul dreptunhgi cu catetele D şi r se calculează unghiul $\alpha = 81° 16' 51''$ (semiunghiul la vîrf al conului de difracţie al ultimului inel), apoi sin α (coloanele 3, 4, 5 şi 6, linia 1);

— se compară sin α calculat cu sin α din tabelele inelelor aluminiului; se găseşte că unghiul α exact este de $81° 02' 05''$ (*hkl* = 024) (linia 2, coloana 6);

— se efectuează calculul în sens invers (linia 2, coloanele 5, 4, 3, 1) şi se găseşte D exact;

— se măsoară exact, cu microfotometrul, raza r a inelului fierului (coloana 2, linia 3);

— cu D calculat exact în linia 2 şi cu r măsurat exact pe inelul de difracţie al fierului se calculează $\alpha = 74° 07' 56''$ (1/2 din unghiul la vîrf al conului

Tabela 1

Nr. crt.	D, mm	γ, mm	tg(π — 2α)	(π — 2α), rad.	α, rad.	α°	sin α	*hkl*	*d*, Å	*a*, Å	Observaţii
1	85	26,70	0,31412	0,30436	1,41862	81°16′51″					Incidenţa 90° (aluminiu) aproximativ
2	82,51	26,70	0,32358	0,31295	1,41432	81°02′05″	0,98780	024	0,90454	4,04510	Incidenţa 90° (aluminiu) exact
3	82,51	51,03	0,61847	0,55389	1,29385	74°07′56″	0,96190	004	0,92889	3,71556	Incidenţa 90° (fier) exact
4	85	26,68	0,31388	0,30415	1,41872	81°17′11″					Incidenţa 45° (aluminiu) aproximativ
5	82,45	26,68	0,32358	0,31295	1,41432	81°02′05″	0,98780	024	0,90454	4,04510	Incidenţa 45° (aluminiu) exact
6	82,45	50,62	0,61395	0,55061	1,29049	73°56′23″	0,96097	004	0,92978	3,71912	Incidenţa 45° (fier) exact

de difracție al ultimului inel), apoi sin α (linia 3, coloanele 3, 4, 5, 6, 7);

—se calculează d_1 cu ajutorul formulei Bragg-Wulf:

$$d = \frac{\lambda}{2 \sin \alpha}.$$

Mersul calculului pentru d_ψ este analog: se găsește d_ψ, se introduc valorile găsite în formula (7), împreună cu valorile E cupru $= 1{,}1 \times 10^6$ și μ cupru $= 0{,}33$; se găsește:

$$\sigma_x = \frac{1{,}1 \times 10^6}{(1 + 0{,}33) \sin^2 45^\circ} \cdot \frac{0.92978 - 0.92889}{0.92889} = 1584,$$

kgf/cm^2.

---

[1] *Barrett, C. S.* Structure des métaux. Paris, Ed. Dunod, 1957. [2] *Beleaev, N. I.* Lucrări de laborator la rezistența materialelor. Moscova — Leningrad, 1952. [3] *Fouillé, A.* Physique des vibrations á l'usage des ingenieurs. Paris, Ed. Dunod, 1954. [4] *Glocker, R.* Materialprüfung mit Roentgenstrahlen. Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer Verlag, 1958. [5] *Guinier, A.* Theorie et tehnique de la radiocristallographie. Paris, Ed. Dunod, 1956. [6] *Kacianov, N. N.* și *Mirkin, L.* Rentgenostrukturnîi analiz (polikristallov). Moscova, Mașghiz, 1960. [7] *Kitaigorodski, N.* Analiza structurală cu raze Roentgen (traducere din limba rusă). [8] *Mirkin, L. L.* Spravocinik po rentgenostrukturnomu analizu polikristallov. Moscova, 1961. [9] *Ponomariov, S. D.* și colectiv. Calculul de rezistență în construcția de mașini. București, Ed. tehnică, 1960. [10] *Schaal, A.* Metode și exemple de aplicare a măsurării eforturilor unitare prin roentgenografie. În: Schweizer Archiv für angewandte Wissenschaft und Technik, iulie 1953. [11] *Sculari, P.* Cercetarea tensiunilor interne cu ajutorul razelor Roentgen. In Hutnike listy, nr. 8, 1954.

CZ 621. 992 : 621 882. 082. 4

Procedee moderne de prelucrare a filetului trapezoidal

DUMITRU GALEȘ

Un loc important în cadrul industriei constructoare de mașini, scule și aparataje îl ocupă prelucrarea filetelor.

Atît mărimea seriei care trebuie executată, cît și condițiile de precizie necesare filetului, sînt hotărîtoare pentru metoda și procedeul de prelucrare.

În practica uzinelor constructoare de mașini apar două metode generale de prelucrare a filetelor: prelucrarea filetelor prin așchiere; prelucrarea filetelor prin rulare sau deformare plastică la rece.

Pentru procedeele cele mai productive de prelucrare a filetelor din cadrul acestor două metode, practica industrială și experiențele făcute au stabilit următorii coeficienți comparativi, referitor la productivitatea fiecărei metode și procedeu în parte:

— tăierea filetelor cu capete cu piepteni rotunzi, pe mașini de filetat șuruburi — 1,0;

— tăierea filetelor cu filiere rotunde — 0,4;

— frezarea filetelor, pe mașini de frezat — 0,25;

— rularea filetelor cu role rotunde, pe mașini cu avans hidraulic — 3,0;

— rularea filetelor cu plăci plane, pe mașini de rulat plan — 8,0.

Din compararea acestor coeficienți rezultă că procedeele cele mai productive sînt cel prin tăierea filetului cu capete cu piepteni rotunzi, pe mașini de filetat și cel prin rularea filetului cu plăci plane.

Procedeele menționate se referă în special la filetele cu profil triunghiular, care au fost mai bine studiate, și mai puțin la filetul cu profil trapezoidal, care are un domeniu de aplicare relativ mai restrîns, dar în continuă dezvoltare.

În articolul de față se descriu două procedee moderne și productive, experimentate și aplicate la prelucrarea în serie a filetului trapezoidal (piuliță și șurub), cu dimensiunile Tr 18 × 4, Tr 20 × 4 și Tr 22 × 5 (STAS 628-49).

Primul procedeu considerat constă în prelucrarea filetului trapezoidal cu ajutorul tarozilor combinați în trei trepte (fig. 1).

El este destinat a executa prin așchiere, dintr-o singură trecere, un filet trapezoidal printr-o piuliță cu înălțimea de 30 mm executată din oțel cu duritatea obișnuită obținută de la laminare, calitatea OL 42.

Prinderea piuliței se face într-un dispozitiv universal cu trei bacuri, fiind montat pe o mașină de găurit verticală (4,5—5 kW, 95—180 rot/min).

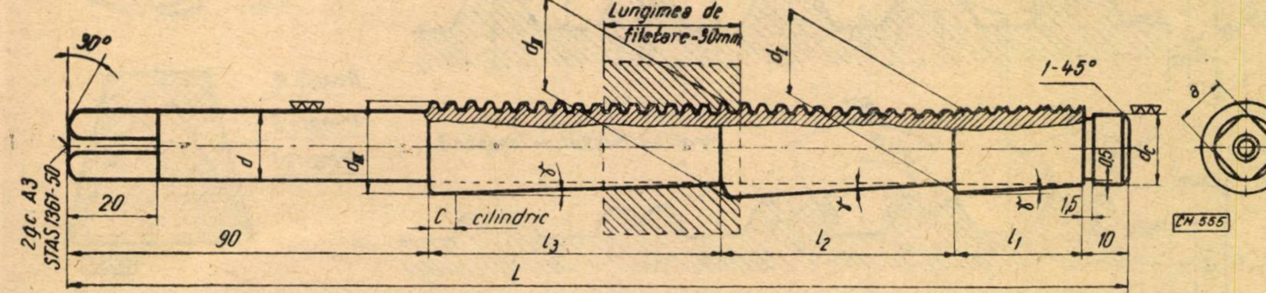


Fig. 1

Tarodul combinat este format din trei trepte tăietoare (fig. 1 şi 2) şi un cap de conducere lung de 10 mm.

Profilul fiecărei trepte este diferit, menţinîndu-se însă neschimbat pasul.

Treapta *I* (fig. 2) reprezintă dinţi triunghiulari teşiţi după o generatoare conică limitată de unghiul γ pe lungimea l_1; la diametrul d_{2I} s-a construit un canal în formă de V pentru fărîmiţarea aşchiilor.

Avînd în vedere repartizarea eforturilor, s-a luat înălţimea dinţilor pentru treapta *I* egală cu jumătate din înălţimea totală de tăiere a filetului trapezoidal, adică:

$$d_I = d_1 + t_{max},$$

$$t_{max} = t_1 + \delta + T = t_1 + 0{,}015\ p + 0{,}04\ p = $$
$$= t_1 + 0{,}055\ p,$$

în care:

d_I este diametrul maxim de tăiere pentru treapta *I*;

d_1 — diametrul fundului filetului;

t_{max}— înălţimea maximă a fundului filetului;

$\delta = 0{,}015\ p$ — rezerva pentru uzură a flancului;

$T = 0{,}04\ p$ — toleranţa de execuţie a flancului;

p — pasul filetului.

Treapta a *II*-a (fig. 2) reprezintă dinţii triunghiulari teşiţi după o generatoare conică limitată de unghiul γ, pe lungimea l_2.

Tăierea şi marcarea filetului se fac de treapta *I* a tarodului; treapta a *II*-a impune forma de tăiere triunghiulară a flancului.

Diametrul mediu d_{2II} este egal cu diametrul mediu al treptei următoare d_{2III}, iar diametrul maxim d_{II} este cu puţin mai mic decît diametrul maxim final d_{III}:

$$d_{II} = d_1 + 2\ t_{II\ max}.$$

Treapta a *III*-a (fig. 1) reprezintă dinţii trapezoidali teşiţi după generatoarea conică limitată de unghiul γ, pe lungimea l_2, respectiv:

$$d_{III} = d_1 + 2\ t_{III\ max}.$$

Diferenţa dintre d_{II} şi d_{III} este de numai 0,15 mm, adaos care serveşte la corectarea fundului filetului şi la înlăturarea eventualelor urme de la treapta a *II*-a.

Treapta a *III*-a a filetului are către sfîrşit şi o porţiune cilindrică *c* (8—10 mm) necesară pentru calibrarea filetului şi ca rezervă pentru reascuţire.

Lungimea conului de tăiere pentru fiecare treaptă se stabileşte în funcţie de grosimea aşchiei A_d ridicate de un dinte al tarodului sau de înălţimea flancului şi unghiul γ.

$$A_d = \frac{t_1}{z_b\, i}; \qquad i = \frac{l_1}{p}; \qquad l_1 = \frac{t_1}{\mathrm{tg}\gamma};$$

$$A_d = \frac{t_1 p}{z_b l_1}; \qquad A_d = \frac{p}{z_b}\,\mathrm{tg}\gamma,$$

în care:

t_1 este înălţimea filetului;

z_b — numărul de canale ale tarodului;

l_1 — lungimea conului de tăiere.

În cazul cînd se consideră un tarod de maşină care aşchiază un oţel de duritate mijlocie, se obţine:

$$A_d = \frac{4}{4}\ \mathrm{tg}\ 1°48' = 0{,}032,$$

$$l_1 = \frac{1}{2}\ \frac{2{,}25}{\mathrm{tg}\ 1°\,48'} = \frac{1{,}125}{0{,}032} = 35\ \mathrm{mm}.$$

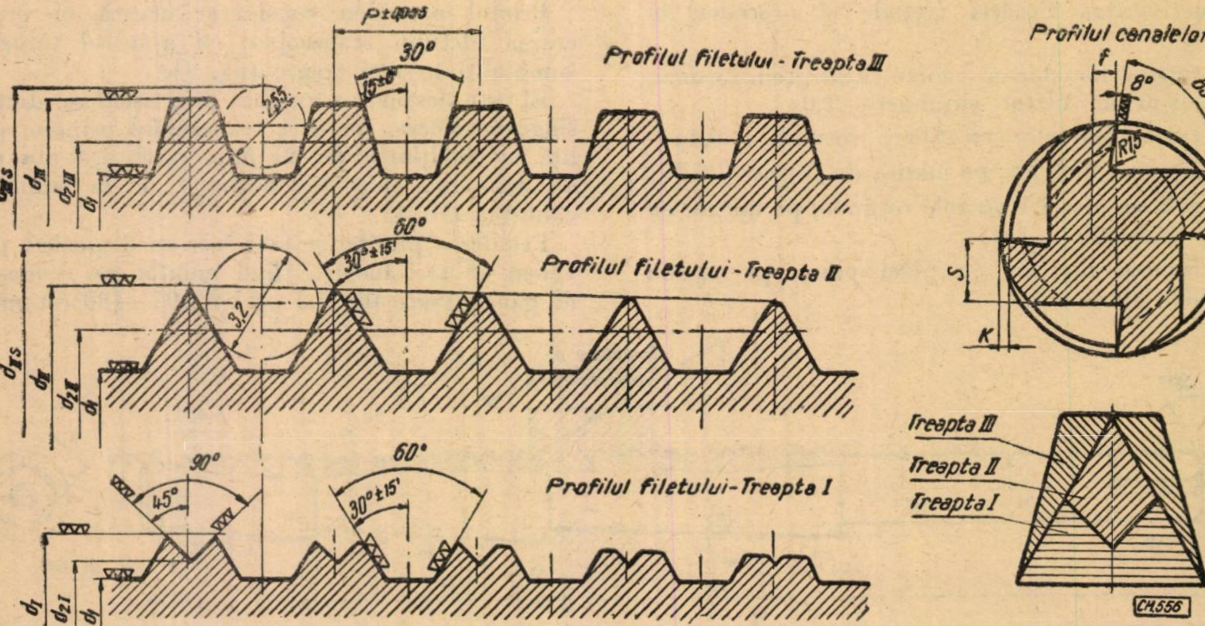


Fig. 2

Se alege constructiv $l_1 = 32$—40 mm.

Ținînd seamă de condițiile necesare pentru dimensionarea tarozilor, cum și de norme (STAS 2884—61), se ajunge, pentru cei trei tarozi, la cotele și dimensiunile arătate în figurile 1 și 2 și în tabela 1.

Considerînd eforturile care apar, trebuie acordată o atenție deosebită în ce privește execuția tarozilor.

Astfel, profilul filetului se va rectifica și detalona.

Detalonarea se face în exterior, în interior și pe fețele laterale, pentru toate treptele. Canalele pentru evacuarea așchiilor se rectifică de asemenea. Conicitatea de 1°48′ pentru treapta a *III*-a pleacă de la a treia spiră dinspre coadă.

Materialul folosit este RW 180, călit și revenit pentru partea tăietoare la HRC = 60—63, iar coada la 35—40 HRC.

Pentru a se obține o tenacitate și o durată de exploatare mai mare, coada tarodului, executată din OLC 45, se sudează electric cap la cap de partea tăietoare executată din oțel rapid.

Față de vechiul procedeu, cînd pentru filetarea acelorași piulițe cu filet trapezoidal Tr 18 × 4, Tr 20 × 4 și Tr 22 × 5 se foloseau 5 tarozi, deci 5 treceri, metoda necesită un singur tarod combinat cu trei trepte și o singură trecere.

Efectul economic este arătat în tabela 2.

Al doilea procedeu de prelucrare a șuruburilor cu filet trapezoidal este rularea filetului cu ajutorul unui dispozitiv special acționat prin intermediul unui strung paralel obișnuit.

Așa cum se arată în figura 3, dispozitivul *4* se montează pe căruciorul portcuțit al strungului,

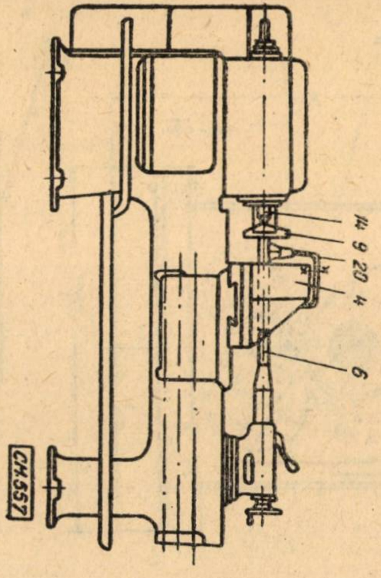


Fig. 3

iar piesa *9*, pe care urmează a se rula filetul, este prinsă între vîrful cu antrenor *14* și vîrful *6* al păpușii mobile a strungului. Lichidul de răcire circulă prin conducta *20*.

Dispozitivul apare în detaliu în figura 4 și se compune din următoarele piese mai importante : carcasa dispozitivului *5* executată prin sudare, cele 3 role cu canale exterioare *3* care dau forma filetului, axele cu excentric *1* și piulițele *7* pentru fixarea poziției de reglaj a axului cu excentric.

Centrarea dispozitivului pe mașină se face cu ajutorul etalonului de reglaj *16* introdus între

Tabela 1

Nr. crt.	Mărimea tarodului	d_{III}	d_{II}	d_I	d_{2III}	d_{2II}	d_{2I}	d_1	d_{IIIs}	d_{IIa}	p	l	l_1	l_2	l_3	c	d	d_c	a	f	s	K	γ
1	Tr 18×4	$18{,}6^{-0{,}05}$	$18{,}45^{-0{,}05}$	$16^{-0{,}05}$	$16{,}058^{-0{,}033}$	$16{,}058^{-0{,}033}$	$14{,}5^{-0{,}05}$	$13{,}85^{0{,}05}$	20,984	21,122	4	275	32	68	76	8	$13{,}8^{0{,}05}$	$14^{-0{,}016}_{-0{,}033}$	12	1,5	4,8	0,26	1°48′
2	Tr 20×4	$20{,}6^{-0{,}05}$	$20{,}44^{-0{,}05}$	$18^{-0{,}05}$	$18{,}058^{-0{,}033}$	$18{,}058^{-0{,}063}$	$16{,}5^{-0{,}05}$	$15{,}85^{0{,}05}$	22,984	23,122	4	276	32	68	76	8	$15{,}8^{-0{,}05}$	$16^{-0{,}016}_{-0{,}033}$	12	1,6	5,7	0,29	1°48′
3	Tr 22×5	$22{,}6^{-0{,}05}$	$22{,}45^{-0{,}05}$	$20^{-0{,}05}$	19,558	19,558	18,6	$16{,}85^{-0{,}05}$	22,626	23,390	5	320	40	85	95	10	$16{,}8^{-0{,}03}$	$17^{-0{,}016}_{-0{,}033}$	14	2	8,1	0,34	2°

Tabela 2

Nr. crt.	Tarodul	Costuri înregistrate						Piese filetate buc./an	Efect economic anual		
		5 tarozi			1 tarod combinat						
		manopera produsului		valoarea lei/5 tarozi	manopera produsului		valoarea lei/1 tarod		ore	lei	total lei
		ore/100	lei/100		ore/100	lei/100					
1	Tr 18 × 4	2,80 —	9,80 —	— 1 200	1,70 —	6,54 —	— 150	26 100 —	286 —	1 100 11 600	12 700
2	Tr 20 × 4	3,20 —	11,20 —	— 1 400	1,70 —	6,54 —	— 182	27 500 —	412 —	1 580 14 600	16 180
3	Tr 22 × 5	3,50 —	12,25 —	— 1 490	2,80 —	10,78 —	— 220	6 650 —	46 —	175 3 200	3 375
										total efect economic	32 255

cele trei role, după care dispozitivul asamblat este fixat între vîrfurile strungului. După centrare, dispozitivul este strîns cu ajutorul penei *11* şi al şurubului de fixare cu piuliţă *12*.

După fixare se trece la reglarea definitivă a celor trei role. Această operaţie se execută tot cu ajutorul şurubului etalon *16* prins, de asemenea, între vîrfurile *6* şi *14*. Cu ajutorul cheii cu ştifturi *17* se schimbă poziţia axelor *1*, astfel ca profilul celor 3 role să calce exact pe profilul şurubului etalon; se trece apoi la fixarea în poziţia aleasă a axelor cu excentric *1*, cu ajutorul piuliţelor crenelate *7* şi al cheii cu ghiară *18*.

În cazul unui reglaj corespunzător, şurubul etalon poate fi uşor scos prin rotire.

Pentru orientarea reglajului este necesar ca pe capul axului cu excentric *1* să fie imprimate gradaţii, iar pe corpul dispozitivului, un punct fix.

După ce dispozitivul a fost reglat, se pune în funcţiune în felul următor: se retrage suportul cu dispozitiv pînă ce partea cilindrică a vîrfului *6* iese în partea din faţă, după care se prinde piesa *9*

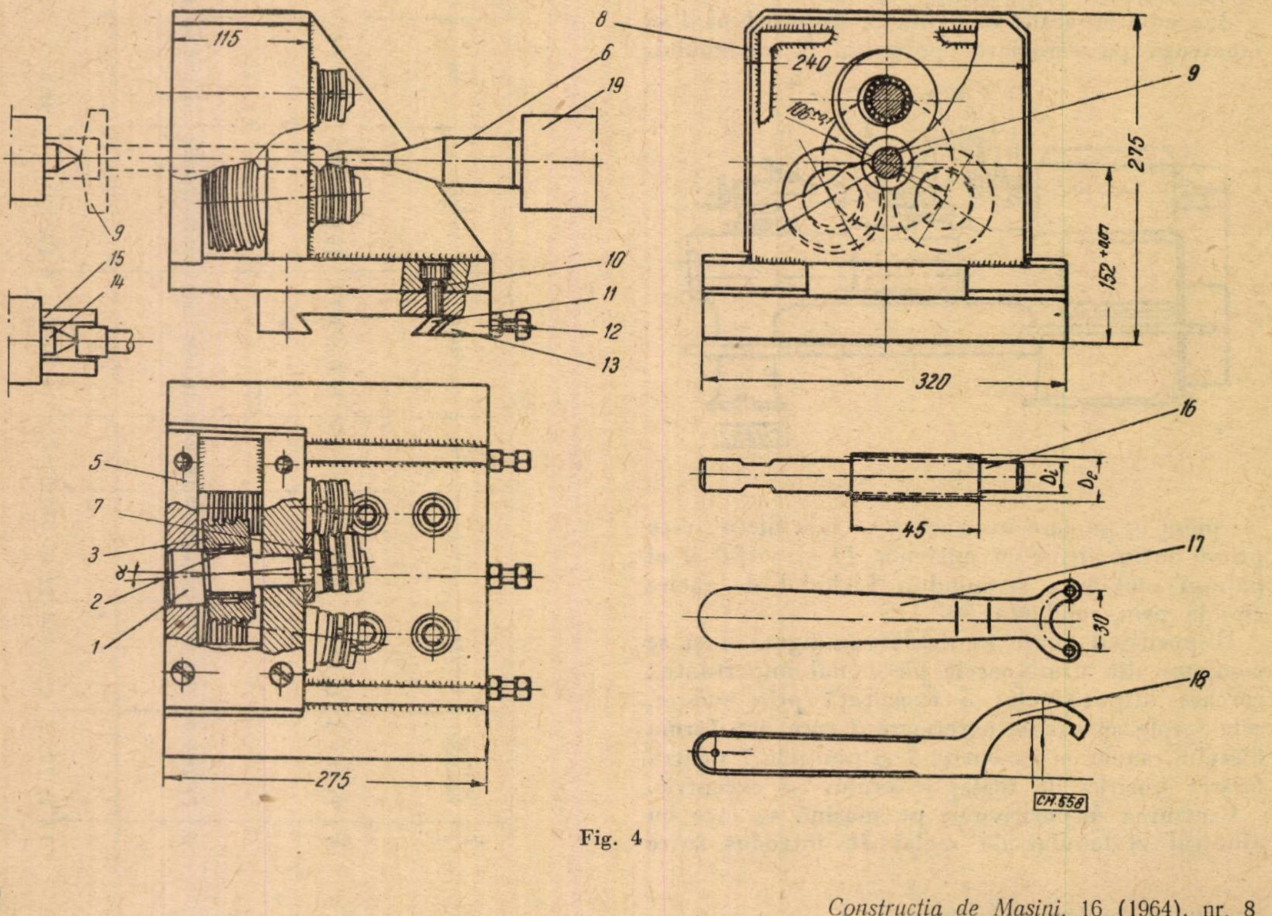


Fig. 4

între vîrfuri. Pornind strungul, piesa este rotită de antrenorul *15* între cele trei role pe al căror profil se află flancurile filetului trapezoidal.

Apropierea dispozitivului se face manual; datorită conicității inițiale a piesei (10—12°), cum și faptului că primele două spire ale rolelor se înscriu într-o generatoare conică, cele patru piese în contact determină prima deformare plastică la rece, iar ultimele imprimă flancul filetului trapezoidal.

Locașurile de fixare a axelor portrole în dispozitiv sînt înclinate cu unghiul α al filetului, fapt ce permite ca rolele de rulat filet să aibă spirele inelare.

Datorită eforturilor mari care apar, este suficient ca prin intermediul furcii de rotire a șurubului să se realizeze și mișcarea de avans a dispozitivului, avansul automat al strungului fiind întotdeauna decuplat.

După ce procedeul a fost experimentat, se poate lucra mai comod prinzînd piesa numai între vîrful *14* și cele trei role de pe porțiunea cilindrică a capului șurubului.

Timpul de rulare a unui șurub Tr 20×4 pe lungimea de 105 mm, inclusiv întoarcerea, este de circa 30 s, iar timpul total acordat, de 1,35 min.

Avansul folosit variază între 400 și 480 m/min.

În figura 5 este arătată construcția axului portrolă, avînd o excentricitate de 3 mm pe porțiunea pe care se rotește rola. Axul este executat din oțel 30 CN 35 (STAS 793-53) călit și revenit (HRC = = 56—60).

În figurile 6 și 7 se indică construcția rolelor cu spire inelare și forma profilului acestor spire, iar în tabela 3 apar datele constructive adaptate pentru cele trei seturi de role necesare rulării celor trei dimensiuni de șuruburi cu filet trapezoidal.

Așa cum s-a arătat, procedeul rulării constă în deformarea plastică la rece, treptată, a semifabricatului și umplerea prin rotire a golurilor dintre flancurile celor trei role înclinate față de axul șurubului. Flancul filetului ia naștere treptat, funcție de lungimea lui și de pas, în comparație cu celelalte procedee de rulare, unde formarea filetului se face complet printr-o singură rotație a piesei, de unde și avantajul unor solicitări mult mai mici, dispozitivul avînd dimensiuni mai reduse.

Valoarea unghiului de înclinare α a axelor portrole, în corpul dispozitivului, se stabilește cu ajutorul relației:

$$\operatorname{tg}\alpha = 0{,}31831\frac{p}{d_2} = 0{,}31831\,\frac{4}{18} = 0{,}0708,$$

în care:

p este pasul șurubului trapezoidal;
d_2 — diametrul mediu nominal al filetului.

Rezultă $\alpha = 4°8'$.

Înclinarea axelor trebuie făcută astfel, încît spirele inelare ale rolelor să fie orientate în sensul și direcția înfășurării rolelor.

Alegerea dimensiunilor și stabilirea formei profilului constituie problema principală în cadrul funcționării dispozitivului și asigurării calității filetului.

În urma experiențelor făcute cu role de profile diferite, s-a ajuns la concluzia că rolele cu profil rotunjit la vîrf asigură o rezistență mai mică la deformare. Ținînd seamă de condiția de interschimbabilitate și de posibilitatea de execuție a pieselor cu care se asamblează, rotunjirea profilului s-a făcut în cadrul condițiilor admise (STAS).

În timpul deformării și trecerii treptate a semifabricatului la forma profilului stabilit, eforturile cele mai mari sînt preluate de primele spire, motiv pentru care primele două spire sînt micșorate treptat și rotunjite cu razele R_1 și R_2. Pentru a avea o durabilitate și mai mare, rolele sînt construite pentru a fi folosite pe ambele părți, lucru permis de construcția inelară a spirelor.

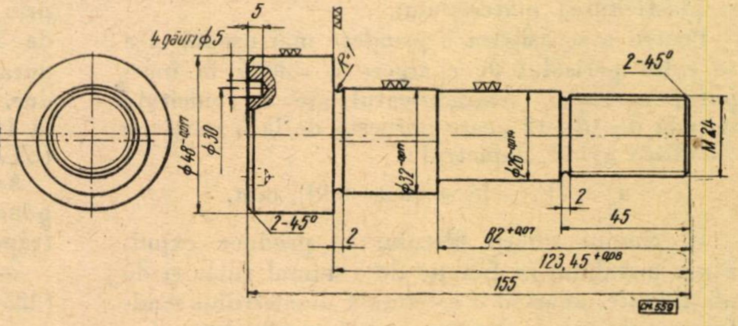


Fig. 5

Considerînd calculele făcute, normele în vigoare și experiențele realizate, s-au stabilit cotele celor trei seturi de role indicate în tabela 3.

Diametrul semifabricatului d_{sf} se poate stabili cu ajutorul relației: $d_{sf} = (d_{med\cdot max} - 0{,}03) + 0{,}02$.

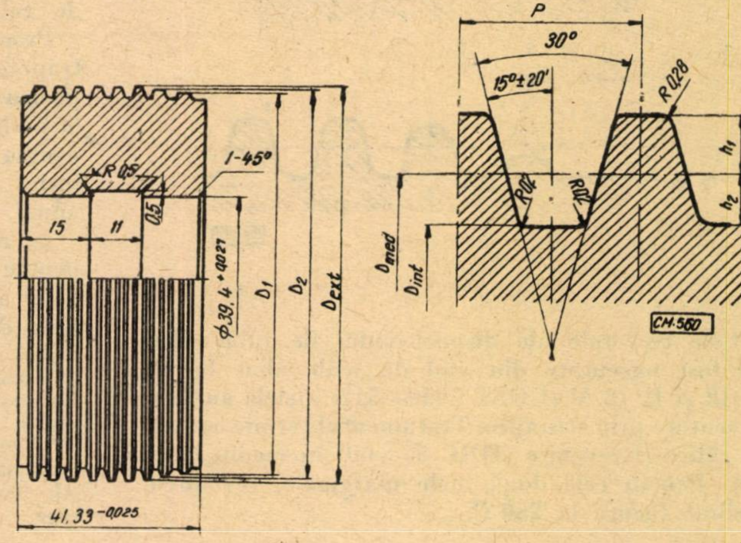


Fig. 6

Tabela 3

Nr. crt.	Mărimea filetului	P	$P/3$	$P/2$	$P/1$	D_{int}	D_{med}	D_{ext}	D_1	D_2	h_1	h_2	R_1	R_2	α
1	Tr 18 × 4	4	1,33	2,66	4	65,26	67,7	$72^{-0,07}$	57,86	69,26	$1,15^{+0,01}$	$1,22^{+0,01}$	1,04	1,28	4°8′
2	Tr 20 × 4	4	1,33	2,66	4	81,26	83,7	$86^{-0,07}$	83,86	85,26	$1,15^{+0,01}$	$1,22^{+0,01}$	1,04	1,28	4°8′
3	Tr 22 × 5	5	1,50	3,165	4,83	79,68	82,72	$86^{-0,07}$	83,28	85,08	$1,64^{+0,01}$	$1,52^{+0,01}$	1,54	1,22	4°40′

În mod practic, diametrul D al semifabricatului se ia egal cu diametrul mediu al filetului ($D \approx d_2$), urmînd ca după rularea primelor piese să se corijeze în plus sau în minus, în funcție de duritatea și plasticitatea materialului.

Pentru a se asigura o prindere mai ușoară și a se evita pericolul de spargere a rolelor la începutul operației, semifabricatul are o conicitate inițială de 10—12°, care pornește de la o porțiune cilindrică avînd diametrul:

$$d_t = D_{sf} - [t_1 + (0{,}2—0{,}9)],\ \text{mm}.$$

În timpul rulării filetului se produce expulzarea metalului în funcție de volumul rulat și de plasticitate, apărînd o creștere a diametrului semifabricatului și o alungire axială a pieselor.

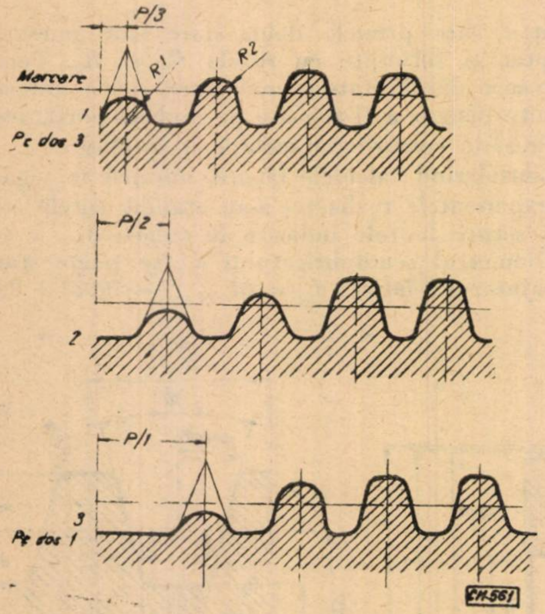


Fig. 7

Cele trei role ale dispozitivului de rulat filet au fost executate din oțel de scule aliat forjat H 12 și H 12 M (GOST 5950—51); inelele au fost executate prin strunjire. Tratamentul termic constă în călire și revenire (HRC 57—60) în mediu neutru. Pentru cele două inele marginale, revenirea trebuie făcută la 250°C.

După rectificare, rolele sînt fierte în ulei la 96—98°C, timp de 50—60 min. În timpul lucrului, după rularea a 1 500—2 000 șuruburi, trebuie să se aplice rolelor un tratament de detensionare prin fierberea într-o baie de ulei la temperatura de 200°C, timp de 45—50 min. Pentru mărirea durabilității, suprafețele profilului se cromează dur. Ca lichid de răcire se folosește uleiul sulfonat M 102 (STAS 2800—51) sau uleiul rafinat F 5003 (STAS 2535—51).

Avantajele economice mai importante determinate de folosirea dispozitivului de rulat filet trapezoidal sînt următoarele:

— se realizează o productivitate foarte mare (325%) față de prelucrarea prin așchiere;

— se îmbunătățesc substanțial calitatea și rezistența șurubului, stratul superficial fiind curat, fără microfisuri, iar fibrele axiale fiind numai deformate și acomodate profilului;

— prin introducerea acestui procedeu, rebutul scade mult;

— construcția dispozitivului este relativ simplă, ușor de reglat și de folosit; valoarea sa nu depășește 2 500 lei, fără setul de role; costul unui set de role este de circa 700 lei, rezistînd la rularea a 5 000—6 000 bucăți piese, fără recondiționare.

Dispozitivul poate fi adaptat pe un strung vechi fără altă întrebuințare, eliberîndu-se o mașină de rulat filet.

Procedeele indicate pentru prelucrarea filetului trapezoidal cu ajutorul tarozilor combinați și dispozitivul de rulat filet se aplică cu mult succes la prelucrarea piulițelor și a șuruburilor respective, pentru produse din oțel carbon laminat și recopt, forjat al căror număr trece de 100 000 bucăți anual.

Se consideră că este justificată aplicarea lor și pentru un număr mai mic de produse, mai ales dacă acestea sînt realizate din alte materiale mai ușor de prelucrat decît oțelul.

[1] *Lăzărescu, I.* Calculul și construcția sculelor așchietoare. București, Editura tehnică, 1962. [2] *Sauer, L.* Scule pentru filetare. București, Editura tehnică, 1962. [3] *Basov, M. I.* Metode de înaltă productivitate pentru executarea filetelor. București, Editura tehnică, 1952. [4] *Alexeev, G. A. și alții.* Calculul și construcția sculelor așchietoare. București, Editura tehnică, 1953.

CZ 667.64 : 628.512 : 628.834.4 : 621.63

Agregat de ventilare pentru evacuarea solvenţilor şi aerosolilor la vopsirea pieselor

VICTOR VOICU

Operaţiile de vopsire sînt însoţite, în general, de o puternică viciere a atmosferei locului de muncă. Această viciere are loc datorită solvenţilor care constituie partea lichidă a vopselelor şi care, în cea mai mare parte, sînt eliminaţi prin evaporare, şi aerosolilor constituiţi în ceaţa de vopsea ce scapă în atmosferă.

Natura şi proporţia componenţilor care intră în compoziţia vopselelor sînt foarte diferite. Dintre toate substanţele componente, cele mai toxice sînt solvenţii şi diluanţii formaţi din hidrocarburi diferite, şi pigmenţii sărurilor de plumb.

Perioada de viciere a atmosferei prin vapori de solvenţi durează tot timpul cît se face vopsirea şi uscarea pieselor. Vicierea aerului prin aerosoli de vopsea durează cît timp se face stropirea cu pistonul de aer comprimat.

Intensitatea acţiunii de vătămare a organismului datorită solvenţilor este legată de temperatura spaţiului de lucru şi de temperatura vopselei folosite. Pentru bunul mers al procesului tehnologic este avantajos ca spaţiul de lucru să fie cît mai cald, pentru a favoriza evaporarea cît mai rapidă a solvenţilor şi pentru ca vopseaua să fie mai fluidă. Tocmai această situaţie face însă şi vicierea atmosferei mai puternică, solventul evaporîndu-se mai uşor, ceaţa de vopsea devine mai abundentă fiind formată din particule mai mici, foarte vătămătoare.

Vicierea cea mai puternică cu aerosoli de vopsea apare la stropirea cu ajutorul pistolului cu aer comprimat, gradul de viciere fiind funcţie şi de felul materialului folosit. La vopsirea cu email de nitroceluloză prin pulverizare cu aer comprimat s-au găsit, la determinarea în aer, 25 mg/m^3 aerosoli de vopsea, în timp ce la vopsirea cu grunduri s-a ajuns la 175 mg/m^3.

Concentraţia este funcţie şi de distanţa de la obiectul vopsit. În imediata apropiere a piesei vopsite prin pulverizare cu aer comprimat s-au găsit 30 mg/m^3 aerosoli de vopsea, în timp ce la 5 m distanţă de obiect, concentraţia a fost de 16 mg/m^3, iar la distanţa de 15 m concentraţia a scăzut la 5 mg/m^3.

La vopsirea prin presiune s-a găsit o concentraţie de 10 mg/m^3. Rezultă că metoda de vopsire prin presiune asigură o concentraţie mai mică de aerosoli, neputîndu-se însă obţine o atmosferă respirabilă fără o instalaţie corectă de ventilare.

Concentraţiile maxime admise în mod normal pentru diferiţi solvenţi apar în tabela 1.

Dintre substanţele solide ce intră în compoziţia vopselelor, cele mai dăunătoare sănătăţii sînt sărurile de plumb. Modul de intoxicare cel mai frecvent este pe cale respiratorie. Plumbul mai poate pătrunde în organism prin alimentele infectate cu vopsea.

Concentraţia maxim admisibilă de plumb şi compuşii anorganici respectivi în aerul de respirat, în afară de sulfura de plumb, este de 0,01 mg/m^3. Această concentraţie se înţelege pentru lucrul continuu într-un schimb întreg.

Tabela 1

Solvent	Concentraţie, mg/l
acetat de amil	0,1
acetat de butil	0,2
acetat de etil	0,2
benzen	0,1
toluen	0,1
xilen	0,1
acetonă	0,2
alcool etilic	1,0
alcool butilic	0,2
solvent-nafta	0,1
white-spirit	0,3
monoclorbenzen	0,05

Pentru asigurarea condiţiilor optime de lucru şi pentru micşorarea efortului fizic al muncitorilor care efectuează operaţii de vopsire, Institutul de igienă şi protecţia muncii a studiat, realizat şi experimentat cu rezultate bune un agregat pentru vopsirea pieselor.

În general, modul de rezolvare a problemei este funcţie de mărimea pieselor de vopsit şi de procesul tehnologic folosit pentru executarea operaţiei.

Pentru piese mici, în cazul lucrărilor de serie, se foloseşte o nişă de dimensiuni mici, 1—1,5 m^3, avînd forma aproximativ cubică, deschisă în faţă (fig. 1), pentru a permite introducerea pieselor şi vopsirea. Piesele sînt puse pe o planşetă sau grătar aşezat pe o masă rotativă care permite întoarcerea lor spre a fi vopsite pe toate părţile, fără ca muncitorul să-şi schimbe poziţia de lucru. Peretele din spate al nişei este format dintr-un grătar de tablă, destinat a prinde aerosolii de vopsea antrenaţi de aer. Dintre aceştia se lipesc de grătar cei cu dimensiuni mai mari, fiind proiectaţi pe lamele grătarului de curentul de aer; aerosolii cu dimensiuni mai mici pot trece mai departe, intrînd în două camere de spălare cu apă, prevăzute cu ajutaje şi rezervor de colectare. În contact cu apa stropită, vopseaua este separată de aer şi se acumulează într-un rezervor, parte deasupra apei, ca o spumă, parte la fundul rezervorului, ca o drojdie. Apa este absorbită din regiunea de mijloc cu ajutorul unei pompe, fiind utilizată în circuit închis. Cantitatea pierdută prin evaporare sau antrenare în atmosferă este completată cu apă proaspătă.

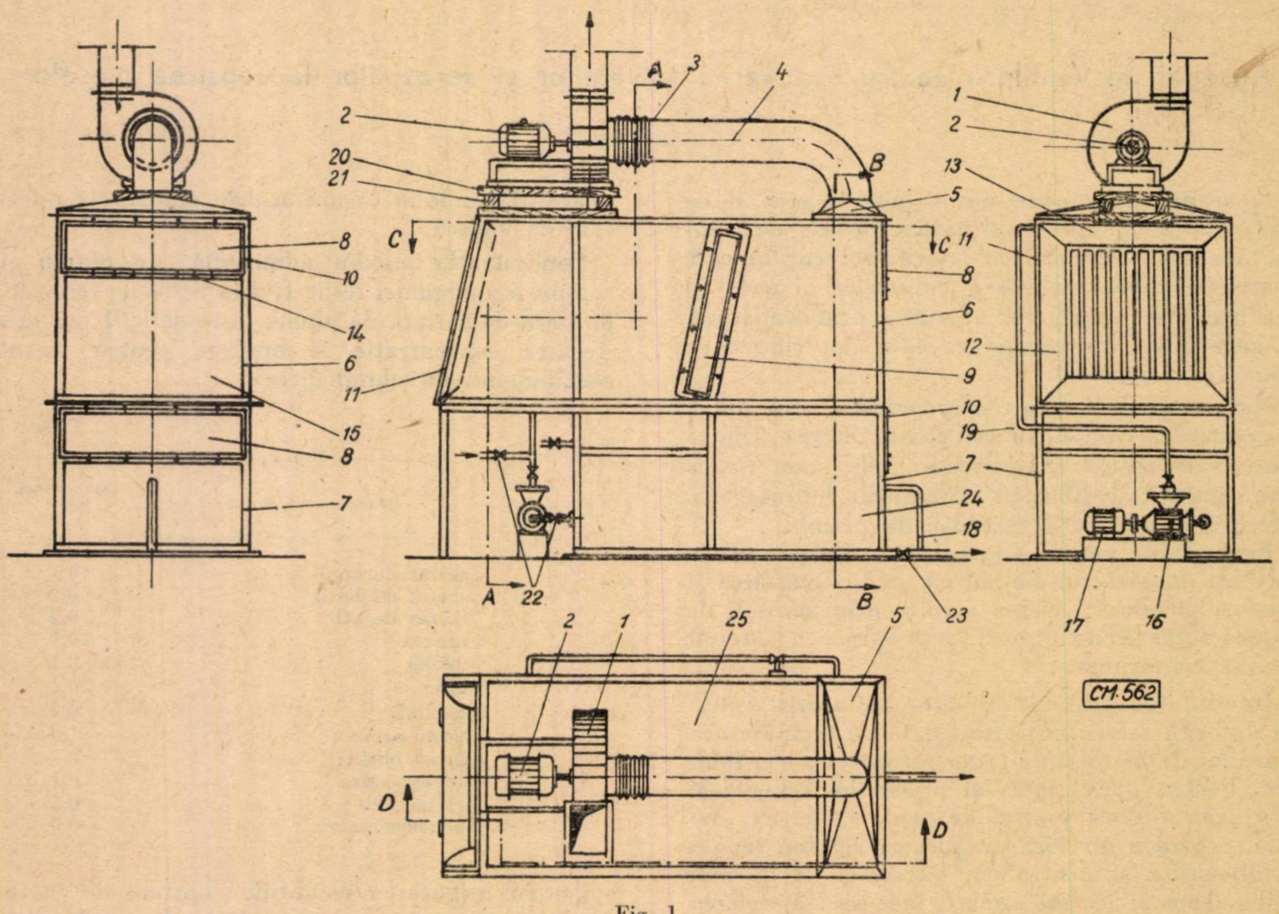


Fig. 1

Din camerele de spălare, aerul trece mai departe prin separatorul de picături, care reține apa antrenată și ultimele resturi de vopsea și apoi, prin ventilator, este evacuat în atmosferă.

Dimensionarea elementelor instalației s-a făcut pe baza rezultatelor studiilor și experiențelor de laborator. Criteriul esențial de dimensionare este viteza cu care aerul trebuie să intre în nișă pentru a antrena în mod sigur vaporii de solvenți și aerosolii de vopsea. O serie de cercetări experimentale a permis determinarea valorilor limită minim necesare în spațiul de lucru (tabela 2).

Viteza de aspirație a aerului în planul deschiderii nișei și care trebuie considerată în calcul este de 1 m/s, pentru vopsele fără conținut de plumb, și de 1,5 m/s, pentru cele care conțin și compuși de plumb.

În cadrul studiului întocmit s-a luat ca bază viteza de 0,8 m/s în planul locului de muncă, considerînd astfel cazul cel mai general al vopselelor fără conținut de plumb.

Tabela 2

Metoda de vopsire	Caracteristicile vopselei	Substanțe nocive	Concentrația maximă admisă a substanțelor nocive	Viteza de calcul, m/s
Cu pensula, prin scufundare etc. (în afară de stropire)	vopsele pe bază de ulei, pe bază de rășini gliptalice, pentaftalice etc.	hidrocarburi (terebentină, white-spirit etc.)	0,0 mg/l	0,5
	emailuri pe bază de nitroceluloză	hidrocarburi aromatice (benzen toluen, solvent-nafta etc.)	în raport cu solventul	0,7
Prin stropire	vopsele care nu conțin compuși de plumb	aerosol de vopsea, substanțe volatile (solvenți și diluanți)	pînă la 10 mg/m³, în raport cu solventul sau diluantul	1,0
Prin stropire	vopsele care conțin compuși ai plumbului	plumb și compușii respectivi, aerosoli de vopsea, substanțe volatile	0,0000 mg/l, pînă la 10 mg/m³, în raport cu solventul sau diluantul	1,3—1,5

Se consideră că în spaţiul vopsitoriei nu se produc vicieri ale atmosferei prin funcţionarea altor agregate, astfel că în planul de aspiraţie aerul este, practic, curat, lipsit de vapori de solvent şi de aerosoli de vopsea.

Se admite de asemenea că există o instalaţie separată pentru introducerea aerului exterior în scopul compensării aerului absorbit prin nişă şi că acest aer este corect filtrat şi încălzit la temperatura de 20°C.

Adoptarea nişelor pentru vopsire implică evident circulaţia unor cantităţi însemnate de aer, cheltuielile de exploatare pentru instalaţiile de aer condiţionat devenind exagerate, în special, în timpul iernii. De aceea, în unele cazuri, circulaţia aerului se face în circuit închis.

Instalaţia cu nişe înlătură aerosolii de vopsea, dar nu are nici un rol în reţinerea vaporilor de solvent. Trebuie observat că dintre numeroasele substanţe folosite ca solvenţi şi diluanţi, nici una nu este solubilă în apă, astfel că metoda spălării nu are nici o eficienţă.

În cazul recirculării aerului, concentraţia de vapori de solvent şi diluant creşte continuu în atmosfera vopsitoriei, ducînd la vicierea atmosferei peste limitele admise, în timp foarte scurt; de asemenea, creşte mult şi pericolul de explozie şi incendiu. În consecinţă este clar că trebuie evitată recircularea aerului, luîndu-se de asemenea măsuri pentru a evita contaminarea aerului aspirat prin cel eliminat de instalaţia de ventilare a nişelor.

Pentru calculul de dimensionare a instalaţiei se urmăreşte traseul aerului, determinîndu-se pierderile de presiune. Considerîndu-se că nu se folosesc vopsele ce conţin săruri de plumb, se admite o viteză a aerului la intrarea în nişă de aproximativ 0,8—1 m/s.

Secţiunea netă a gurii de intrare în planul terminal al pîlniei de admisie este: $S = 0{,}8 \times \times 0{,}82 = 0{,}656$ m².

Considerînd un ventilator de 1 500 rot/min, 0,7 m/s şi 40 mm col.apă viteza de trecere a aerului va fi:

$$w = \frac{0{,}7}{0{,}656} = 1{,}08 \text{ m/s}$$

şi deci suficientă pentru a asigura absorbirea aerosolilor de vopsea.

Pierderea de presiune p_1 pentru antrenarea aerului la intrare este:

$$p_1 = \frac{1{,}08^2}{2.9{,}81} \cdot 1{,}2 = 0{,}07 \text{ mm col. apă.}$$

Trecerea prin grătarele de separare uscată se face cu o viteză:

$$w = \frac{0{,}7}{0{,}76\,.\,1} = 9{,}92 \text{ m/s,}$$

iar, presiunea dinamică respectivă este:

$$p_d = \frac{0{,}92^2}{2\,.\,9{,}81} . 1{,}2 = 0{,}952 \text{ mm col. apă.}$$

Grătarul, servind ca separator uscat, este format din patru rame de oţel cornier de 30 × 4 mm. Pe fiecare ramă se aplică lamele din tablă de 65 mm lăţime, cu fante de 15 mm între ele; în total sînt 12 fante şi 13 lamele.

Coeficientul de rezistenţă locală, determinat pe baza raportului $15/(65 + 15) = 0{,}19$, are valoarea 67, iar pierderea de presiune va fi, ţinînd seama de cele patru rame de grătar:

$$p_2 = 4 \cdot 67 \cdot 0{,}052 = 13{,}9 \text{ mm col. apă.}$$

Deşi pierderea de presiune apare ca importantă, trebuie avută însă în vedere utilitatea acestor grătare.

După traversarea separatorului uscat, curentul de aer încărcat cu vapori de solvent şi aerosoli de vopsea străbate spălătorul cu apă. După indicaţiile existente în literatura de specialitate, coeficientul de rezistenţă pentru spălătorul cu două serii de ajutaje este de 7,5. Viteza de trecere a aerului prin spaţiul de stropire este:

$$w = \frac{0{,}7}{0{,}3\,.\,1} = 2{,}33 \text{ m/s.}$$

Viteza maximă admisibilă fiind de 4 m/s, rezultă că valoarea considerată în calcul este corespunzătoare.

Pierderea de presiune la trecerea aerului prin spălător este:

$$p_3 = 7{,}5 . \frac{2{,}33^2}{2\,.\,9{,}81} . 1{,}2 = 2{,}5 \text{ mm col. apă.}$$

Valoarea coeficientului de rezistenţă pentru separatorul de picături poate fi considerată că este de 11—15, atunci cînd acesta este curat şi de 40—50, după o funcţionare îndelungată.

Viteza de trecere a aerului prin separator, raportată la secţiunea brută, va fi:

$$w = \frac{0{,}7}{0{,}34\,.\,1{,}0} = 2{,}06 \text{ m/s,}$$

iar presiunea dinamică:

$$p_d = \frac{2{,}06^2}{2\,.\,9{,}81} . 1{,}2 = 0{,}26 \text{ mm col. apă.}$$

Se consideră un coeficient de rezistenţă către limita maximă (40) şi se obţine:

$p_4 = 40 \cdot 0{,}26 = 10{,}4$ mm col. apă.

Secţiunile de trecere după separator sînt:

$F_1 = 0{,}34 \cdot 1 = 0{,}35$ m²,

$F_2 = 0{,}785 \cdot 0{,}32 = 0{,}07$ m²,

$F_1/F_2 = 0{,}07/0{,}34 = 0{,}206$ m²

şi deci viteza aerului în conductă este:

$$w = \frac{0{,}7}{0{,}07} = 10 \text{ m/s, ,}$$

iar presiunea dinamică este:

$$p_d = \frac{10^2}{2\,.\,9{,}81} . 1{,}2 = 6{,}1 \text{ mm col. apă.}$$

Pierderea de presiune va fi:

$$p_5 = 0{,}42 \cdot 6{,}1 = 2{,}57 \text{ mm col. apă}$$

şi pentru un cot cu $r/d = 1{,}5$:

$p_5 = 0{,}175 \cdot 6{,}1 = 1{,}07$ mm col. apă.

Pentru clapeta de reglaj în poziție complet deschisă :

$$p_7 = 0{,}05 \cdot 6{,}1 = 0{,}3 \text{ mm col. apă.}$$

Se prevede circa 8 mm col. apă ca rezervă pentru rezistențele pe conductele necesare montării instalației, în funcție de situația locală.

Pierderea totală de presiune va fi deci de 38,81 mm col. apă.

Rezultă că este necesar un ventilator de circa 40 mm col. apă.

Debitul de apă necesar pentru spălarea aerului este de 4 m^3/h la o presiune de circa 3 at, în care scop se prevede o pompă centrifugă.

Absorbirea apei de recirculare se face din rezervorul de apă inferior, de la mijlocul înălțimii, pentru a nu antrena nici spuma de deasupra apei și nici drojdia de la fund. La rezervor se prevede un racord pentru a-l putea alimenta cu apă, pentru înlocuirea celei evaporate; alimentarea se face printr-un robinet cu plutitor care menține nivelul constant.

Dacă se dispune de apă suficientă, se poate lega conducta ajutajelor direct la rețea, în cazul cînd are o presiune de cel puțin două atmosfere. Rezervorul trebuie să aibă racorduri pentru golire și preaplin.

Apa din rezervor trebuie să fie schimbată la intervale de 15—20 zile, iar ajutajele de pulverizare, spălate periodic în soluție de sodă caustică fierbinte. Grătarele se scot din locașul lor prin deschiderea ușilor laterale prevăzute cu balamale și se introduc în soluție fierbinte de sodă caustică (5%); după aceasta, se raclează cu lame de oțel, se ung cu vaselină consistentă și se montează la loc.

Pentru separatorul de picături se utilizează aceeași metodică de întreținere. Operația se face însă destul de rar, dată fiind depunerea redusă de vopsea pe separator.

La experimentarea instalației s-a constatat o eficiență de reținere a aerosolilor de vopsea pînă la 99%. Eficiența scade pe măsura funcționării, ceea ce duce la necesitatea unei curățări corecte. S-a stabilit prin încercări intervalul de timp la care instalația de reținere a vopselei trebuie curățată, după 15 zile de lucru în două schimburi. Instalația propusă permite : înlăturarea bolilor profesionale, ameliorarea condițiilor de muncă datorită unei bune vizibilități creată de curentul de aer și recuperarea în bună parte a pierderilor de vopsea.

Documentare

Fabricaţiile continue de mare producţie. P. Jarleton. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la SIA, nr. 4, 1964.

Deosebirea principală dintre o fabricaţie continuă şi una discontinuă este aceea că, în prima, transformările suferite de materialul tratat sînt repartizate în spaţiu, iar în a doua, ele sînt repartizate în timp. Cu alte cuvinte, într-o fabricaţie continuă, la o poziţie dată, materialul se găseşte mereu în aceeaşi stare.

Procesele continue sînt domeniul de alegere a reglajelor în buclă închisă, deoarece chiar principiul lor pretinde menţinerea constantă a unor anumite caracteristici ale materialului, în puncte determinate. Din contra, tehnica discontinuului face apel la domeniul programării pentru a face să evolueze variabilele fizice şi chimice într-un punct în funcţie de timp, după o lege dată.

Pentru conducerea proceselor este necesară descrierea situaţiilor sub formă globală, adică prin ecuaţii şi curbe, prin ceea ce se numeşte construirea modelului matematic. În acest scop sînt necesari mai mulţi specialişti din domeniile: aparate de măsură, calcul statistic, chimie, fizică, electronică, calculatoare. Numărul ecuaţiilor care descriu procesul este foarte mare (de exemplu, în cazul reducerii unei coloane de distilare cu 100 de platouri la un sistem de ecuaţii liniare sînt necesare aproximativ 200 de ecuaţii).

Cuantumul investiţiilor necesare este foarte variabil. El poate fi redus pentru un reglaj numeric local şi foarte mare pentru comenzi extrem de evoluate prin calculatoare.

Cei mai mari consumatori de calculatoare par a fi industria chimică şi producţia energiei electrice. În acest din urmă caz, în general, comanda numerică este mai ales folosită la operaţiile de pornire şi oprire. Optimizarea globală a unei centrale este încă prea puţin răspîndită.

Comanda numerică se impune datorită următoarelor motive: marea precizie pe care o permite, posibilitatea de transmitere mai uşoară a semnalelor numerice, uşurinţa sa de a pune în memorie, accesibilitatea directă de către om. Ea va fi prezentă sub două forme: 1 — mici servicii locale, 2 — mari ansambluri de conducere, constituite din calculatoare digitale.

Este probabil faptul că, în viitorul apropiat, calculatorul numeric va pătrunde şi în domeniul conducerii şi controlului economic.

Comanda numerică în fabricaţiile discontinue de mare producţie. J. Csech. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la SIA, nr. 5, 1964.

În producţia de mare serie există două mari domenii de aplicare a comenzii numerice: 1) fabricaţiile cu cadenţă ridicată, cu un program prestabilit dar variabil (de exemplu, o maşină care funcţionează cu un program fix un timp mai mult sau mai puţin lung, dar care cere la un moment dat modificări rapide ale programului, care interzic utilizarea unei unităţi de prelucrare fixă, a cărei durată de modificare ar fi prohibitivă faţă de durata prelucrării); 2) maşinile care efectuează operaţii asupra unor variabile necontrolabile, ca greutatea, dimensiunile, deformaţiile sau reglajele; în aceste maşini există cîte un program pentru fiecare piesă.

Din prima categorie fac parte, de exemplu, comanda unui laminor, maşina de cablat panouri, maşina de asamblat componentele electronice pe tichete cu circuite imprimate sau pe orice alt suport metalic, manipularea combustibilului într-un reactor nuclear etc. Din cea de-a doua categorie fac parte maşinile de transfer pentru cîntărirea şi echilibrarea bielelor, maşinile pentru echilibrarea arborilor cotiţi, maşinile pentru sortarea pistoanelor. Uzinele Renault au realizat o astfel de maşină pentru sortarea pistoanelor în cinci categorii de diametre ale mantalei şi şase categorii de greutate, în total 30 de combinaţii. În plus, maşina controlează diametrul găurilor pentru bolţ şi conicitatea pistonului, înlăturînd piesele necorespunzătoare. Maşina este concepută ca un transfer cu 13 posturi. În postul 1 se măsoară diametrele găurilor pentru bolţ, conicitate şi diametrul pistonului. Pistoanele sînt acceptate dacă au un diametru al mantalei cuprins într-un interval de toleranţe de 25 microni, în care se disting cinci clase diferite prin intervale de 5 microni. Pistoanele, în afara cotelor maximă şi minimă, constituie două clase suplimentare, astfel încît un piston prezentat la măsurare poate fi catalogat sistematic într-o clasă din cele şapte. La postul 2 se produce introducerea pistonului, iar la 3 se realizează marcarea echipei de lucru, fiecare echipă avînd reperul propriu. În postul 4 se înlătură pistoanele cu diametrul mantalei în afara cotelor maximă şi minimă, iar la 5 se înlătură acelea care au găurile pentru bolţ şi conicitatea necorespunzătoare. La postul 6 se efectuează cîntărirea pistonului şi se aplică codul pentru greutate. Toleranţa este de 12 g, intervalul fiind împărţit în şase clase, din două în două grame. Ţinînd seamă şi de greutăţile mai mari sau mai mici, informaţia de greutate se situează într-una din cele opt clase posibile. În postul 7 se înlătură pistoanele cu greutate prea mare şi prea mică. În posturile 8, 9 şi 10 se efectuează marcarea pistoanelor. Postul 11 produce întoarcerea pistonului, iar postul 12, separarea pistoanelor cu diametrul minim şi maxim în interiorul toleranţei de o parte şi a pistoanelor cu diametrul mediu, de altă parte, aceştia din urmă mergînd la clasare, care se execută la postul 13.

În fiecare clasă de diametru, pistoanele sînt în plus aranjate în grupe de cîte 4, avînd aceeaşi clasă de greutate. Aceste patru pistoane vor fi împerechiate cu patru cămăşi corespunzătoare de cilindri. Toate informaţiile relative la un piston sînt transferate din post în post, în acelaşi timp cu pistonul respectiv. În fiecare post de înlăturare, marcare sau clasare, organul de lucru este excitat sau nu prin descifrarea informaţiei.

Utilizarea strungurilor cu comandă program în condiţiile producţiei de serie mică. M. E. Barskii. În: Maşinostroiteli, nr. 1, 1964.

Reducerea însemnată a timpului auxiliar, la prelucrarea pe strunguri cu comandă program, duce la micşorarea importantă a timpului pe bucată, în comparaţie cu prelucrarea pe maşini neautomate. Eliminarea timpilor neproductivi este posibilă în special în cazul aplicării tehnologiei de grup.

Formele de aplicare a metodei de prelucrare pe grupe la strungurile cu comandă program se determină în funcţie de posibilităţile tehnologice ale diferitelor sisteme de comandă şi de numărul de scule utilizate în cursul ciclului automat de lucru. În majoritatea cazurilor, ciclul se realizează cu două cuţite, dintre care unul este fixat în faţa suportului, iar celălalt în spatele acestuia.

Grupele de piese se alcătuiesc în conformitate cu necesarul de scule care servesc la prelucrare; deoarece sculele adecvate pentru uzinarea pieselor complicate pot fi utilizate şi la piese din alte grupe, avînd configuraţie mai simplă, este posibil ca trecînd la prelucrarea unei piese noi să nu fie necesară schimbarea sculelor. În legătură cu aceasta, se poate ajunge la o asociere raţională a grupelor de piese în funcţie de fondul de maşini al întreprinderii, de diferitele clase în care se încadrează piesele (arbori, bucşe, discuri), de volumul de muncă rezultat din cifrele de plan etc.

De exemplu, în cazul pieselor din clasa arbori în trepte, împărţirea pe grupe tehnologice se efectuează în raport cu particularităţile porţiunii de trecere de la o treaptă la alta, care condiţionează alegerea tipurilor de cuţite. Din acest punct de vedere, nici dimensiunile arborelui, nici numărul treptelor, nici prezenţa sau absenţa teşiturilor la 45° nu prezintă importanţă; factorii luaţi în considerare sînt precizia impusă diametrelor, cea mai mică mărime a trecerii dintre două fusuri alăturate şi existenţa degajărilor pentru ieşirea sculelor de rectificat sau filetat.

În figura 1 se prezintă schema de împărţire pe grupe a unor piese de tipul arbore în trepte şi de aşezare a sculelor necesare, pentru prelucrarea de precizie ridicată şi de precizie scăzută. La fiecare grupă, cuţitul pentru strunjirea exterioară este aşezat în faţă, iar în spate se fixează cuţitul de retezat cu care se execută şi prelucrarea degajărilor mici şi adînci şi, eventual, strunjirea frontală a treptelor.

Pentru strunjirea exterioară sînt prevăzute în schemă cuţite cu unghiul de atac de 45⁰ şi mai mare de 90⁰. Primele prezintă o productivitate mai mare şi sînt folosite pentru piese la care partea frontală a treptelor nu este mai mare de 3—5 mm, putînd servi şi la strunjirea acestora (grupele *I*, *II* şi *V*); dacă partea frontală depăşeşte 3—5 mm, mai potrivite sînt cuţitele cu unghiul de atac mai mare de 90⁰ (grupele *III*, *IV* şi *VI*), urmînd ca partea frontală să fie strunjită cu cel de-al doilea cuţit. Dacă piesa nu are degajări pentru ieşirea sculelor de rectificat sau de filetat, sau dacă adîncimea degajărilor este mică, cel de-al doilea cuţit este de tip obişnuit (grupele *I* şi *III*), în timp ce pentru piese cu degajări adînci se utilizează cuţite de formă specială (grupele *II* şi *IV*).

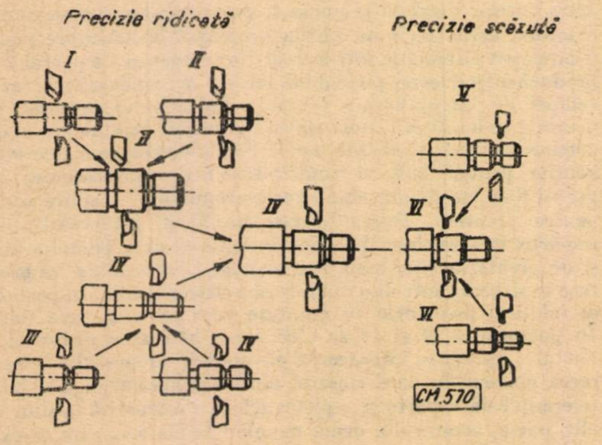


Fig. 1

Ca rezultat al acestor considerente sînt propuse cele şase grupe. Se observă că nu este necesară schimbarea cuţitelor ori de cîte ori se trece la uzinarea altei grupe: cuţitele pentru piesele din grupa a *II*-a pot servi şi la prelucrarea celor din grupa *I*, acelaşi lucru fiind valabil şi pentru grupele a *IV*-a şi a *III*-a, respectiv a *VI*-a şi a *V*-a. În sfîrşit, cu cuţitele destinate grupei a *IV*-a se pot executa piesele tuturor celor şase grupe.

Cele expuse mai sus sînt aplicabile în cazul strungurilor cu comandă program cu cap revolver. Pentru acelaşi exemplu din clasa arbori în trepte (fig. 2), cuţitul fixat în faţă serveşte la finisarea fusurilor cu cîmp de toleranţă mic, iar pentru degroşarea acestora şi finisarea fusurilor cu cîmp de toleranţă larg se utilizează cuţitele *I* sau *II*, în funcţie de mărimea părţii frontale a treptelor. Degajările mici şi adînci se execută cu cuţitul *III*, iar locaşul *IV* este destinat unui cuţit special (de exemplu pentru şanţuri) necesar unei anumite piese.

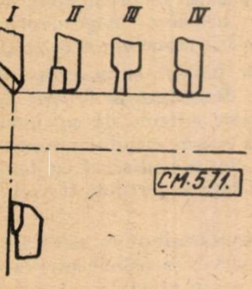


Fig. 2

Tehnologia frezării chimice a aluminiului şi aliajelor sale. I. Leolini, A. Tocci. În: Rivista di meccanica, nr. 322, 1964.

Procesul frezării chimice a fost pus la punct în ultimii zece ani, fiind în prezent mult răspîndit în unele ţări, de exemplu S.U.A., şi aplicat nu numai aliajelor de aluminiu, ci şi celorlalte metale: oţelurile obişnuite şi aliate, oţelurile inoxidabile şi refractare, titanul şi aliajele respective etc.

Pentru toate metalele, procesul frezării chimice comportă o serie de operaţii fundamentale: curăţarea, acoperirea, îndepărtarea parţială a stratului de acoperire, frezarea chimică şi curăţarea acoperirii.

În cazul aluminiului sau aliajului respectiv, curăţarea se compune din: degresare cu solvenţi pentru eliminarea urmelor de vopsea, degrasarea propriu-zisă folosind soluţii alcaline slabe (50—60 gf/l) la temperatura de 60—80⁰ C timp de 10—20 min, urmată de spălare cu apă caldă sau rece, şi dezoxidarea realizată cu o soluţie pe bază de acid cromic şi sulfuric, la temperatura ambiantă.

Piesele prelucrate pe suprafeţe determinate sînt supuse tratamentului de acoperire. Se folosesc pentru aceasta produşi pe bază de neopren, după care uscarea se face cu aer sau abur. Grosimea stratului depus variază între 0,1 şi 0,15 mm, putînd ajunge pînă la 0,2 mm cînd adîncimea de prelucrare depăşeşte 3 mm.

Îndepărtarea parţială a stratului de acoperire constituie operaţia cea mai complicată din cadrul procedeului; de exemplu, este inevitabilă pătrunderea vîrfului sculei în stratul metalic de bază în timpul acestei operaţii. În afară de aspectul menţionat, în timpul operaţiei active metalul este atacat şi pe o porţiune *A* sub stratul de acoperire (fig. 1), trebuind să se ţină seamă deci de un factor de acoperire *F*, care se determină experimental.

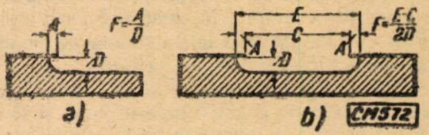


Fig. 1

În cazul prelucrării cu o singură latură (fig. 1, a), factorul de acoperire are forma: $F = \frac{A}{D}$; în cazul a două laturi, are forma: $F = \frac{2A}{2D} = \frac{E—C}{2D}$. Evident, mai ales în cazul aliajelor uşoare, atît de diverse, factorul de acoperire trebuie determinat experimental în fiecare caz; valorile obţinute se plasează între 0,98 şi 1,33.

Pentru operaţia activă de frezare chimică, solvenţii folosiţi trebuie să îndeplinească o serie de condiţii: solubilitate în apă, posibilitate de control periodic, suprafeţele prelucrate să aibă o rugozitate minimă, viteza de prelucrare să fie între anumite limite.

În cazul aluminiului şi aliajelor respective se foloseşte o soluţie de hidrat de sodiu 120—160 gf/l la 87⁰ C; pentru 1 kgf de aluminiu îndepărtat este necesar 1,5 kgf hidrat de sodiu. Reacţia are loc în modul cunoscut:

$$2Al + 2NaOH + 2H_2O \rightarrow 2NaAlO_2 + 3H_2 + Q \text{ (cal)}.$$

Aluminiul rămîne în soluţie ca aluminat de sodiu, în timp ce o parte din constituenţii aliajului precipită sub formă de sulfuri, eliminate prin centrifugare sau filtrare, restul aderînd la suprafaţa prelucrată de pe care sînt eliminate în faza finală de dezoxidare.

În timpul operaţiei, alcalinitatea soluţiei creşte fără o intervenţie exterioară, fiindcă aluminatul de sodiu în prezenţa hidratului de sodiu liber care are rol de catalizator reacţionează parţial cu apa:

$$2\ NaAlO_2 + H_2O \rightarrow 2NaOH + Al_2O_3.$$

Într-o soluţie proaspătă, viteza de prelevare este mai mare, ca şi rugozitatea suprafeţei rezultate; în cazul unei soluţii de regim viteza şi rugozitatea sînt mai mici. Rezultă necesitatea învechirii soluţiei proaspete prin adăugare de aluminiu sau aluminat de sodiu.

Curăţarea suprafeţei prelucrate se face în acelaşi mod ca şi dezoxidarea iniţială.

Îndepărtarea stratului de acoperire se realizează manual, după ce acesta a fost înmuiat prin imersiune în apă caldă la 66° C sau cu ajutorul unui solvent adecvat.

Tensometru fără contact cu inducție. V. I. Cevkinov și M. I. Vaisman. În: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 1, 1964.

În laboratorul de măsuri electronice din cadrul atelierului experimental al Uzinelor de automobile din Gorki s-a construit și încercat un tensometru fără contact cu inducție, destinat studiului tensiunilor în piesele transmisiei.

Elementele de bază ale tensometrului (fig. 1) sînt două transformatoare — de alimentare și de măsură.

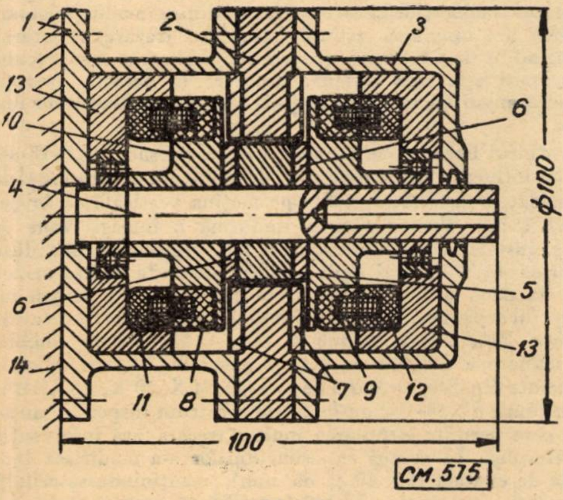


Fig. 1

Transformatoarele sînt montate în carcasele *1* și *3*, separate prin inelul despărțitor *2* și sînt izolate cu materiale piromagnetice. Montajul pe arborele *4* este realizat cu ajutorul distanțierului *5* și al șaibelor izolatoare *6* și *7*.

Primarul și secundarul fiecărui transformator au miezuri separate, inelare, confecționate dintr-un material cu permeabilitatea magnetică ridicată (ferită F-600). Între suprafețele frontale ale inelelor este prevăzut un joc care permite rotirea liberă a unui inel față de celălalt. Inelele *8* și *9*, aparținînd fiecare unui transformator, fixate pe suporții *10* sînt imobile împreună cu bobinele respective. Inelele *11* și *12*, montate în corpul lagărelor *13*, se rotesc împreună cu piesa de încercat *14*.

În schema electrică (fig. 2), tensometrul *1* cuprinde bobinele rotitoare *2* și *3* și bobinele imobile *4* și *5*.

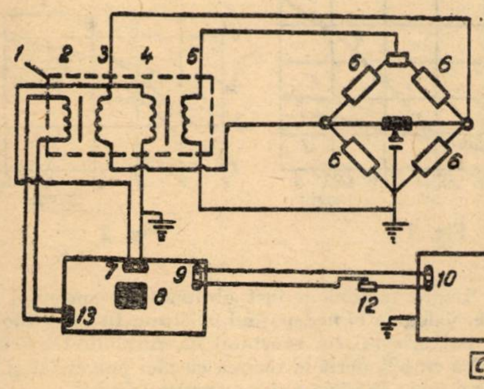


Fig. 2

Bobina *2* este alimentată cu curent alternativ cu frecvența de 3 500 Hz și tensiunea de 7 V. Prin variația cîmpului magnetic al acestei bobine se induce în bobina *3* o forță electromotoare corespunzătoare coeficientului de transformare, care alimentează puntea constituită din captatoarele tensometrice *6*, a căror rezistență are valoarea de 216 Ω. Curentul obținut la diagonala punții în momentul deformării piesei circulă prin bobina *5*, fapt care provoacă inducerea unei forțe electromotoare asemănătoare celei de mai sus în bobina *4*. Aceasta este transmisă la bornele de intrare *7* ale amplificatorului tensometric *8* și, după amplificare, la redresorul conținut de acest amplificator. În redresor are loc separarea frecvenței purtătoare de frecvența mărimii măsurate. Semnalul corespunzător procesului dinamic măsurat este transmis de la bornele de ieșire *9* ale amplificatorului la bornele de intrare *10* ale oscilografului înregistrator *11*. Pentru a putea modifica scara oscilogramei s-a introdus în circuit regulatorul de sensibilitate *12*. Curentul de alimentare a bobinei *2* este preluat de la bornele *13* ale generatorului amplificatorului. Toate conductoarele sînt ecranate pentru evitarea încălzirii; carcasele tensometrului și ecranele conductoarelor sînt conectate la pămînt.

Pentru utilizarea tensometrului la studiul tensiunilor din piesele transmisiei de automobile s-a realizat un banc special (fig. 3).

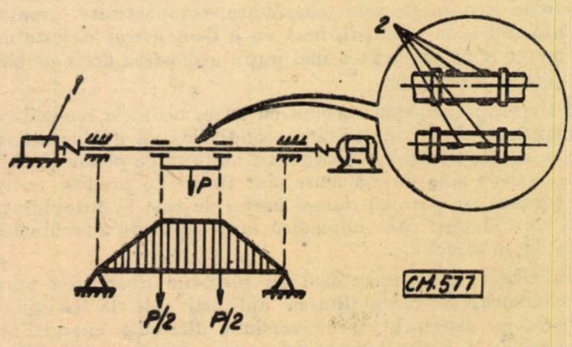


Fig. 3

Arborele tensometrului *1* este cuplat cu piesa de încercat pe care sînt lipite captatoarele *2* ale punții. În acest mod puntea preia eforturile unitare de încovoiere la care este solicitată piesa.

Montînd captatorul în așa fel încît deformarea piesei să nu provoace modulația punții, s-a obținut oscilograma perturbațiilor create în tensometru de vibrațiile acestuia și de variația jocului dintre bobine în timpul rotirii. Curba de oscilație este o sinusoidă sincronă cu rotația piesei, avînd amplitudinea echivalentă cu 2,7 kgf/cm². Deoarece tensiunile în piesele transmisiei de automobil sînt mai mari, de exemplu, cînd semiaxele automobilului ating 4 000—5 000 kgf/cm², erorile introduse de tensometru nu depășesc 0,06%.

Rezultatele experimentărilor au arătat că tensometrul descris prezintă o mare stabilitate, siguranță în funcționare și precizie corespunzătoare.

Aspecte tehnice ale stadiului actual și ale dezvoltării viitoare a motoarelor automobilelor americane. E. S. Starkman. În: Ingenieurs de l'automobile-Journal de la S.I.A., n. 4, 1964.

În ceea ce privește motorul cu aprindere prin scînteie se constată creșterea raportului de comprimare de la 7 în 1950 la aproape 9,5 în 1958, cu o scădere apoi în jurul lui 9 în 1961. Cilindreea totală, după o creștere extrem de rapidă între 1954 și 1958, a scăzut mult în 1960—1962, ca urmare a apariției autoturismului ZIS compact. Raportul cursă/diametru a devenit subunitar după 1956—1958, menținîndu-se ca atare pînă în prezent. Creșterea raportului de comprimare a produs, încă din 1950, apariția unor depozite carbonoase mari în camera de ardere și a unui zgomot în motor de joasă frecvență (400—2 000 Hz), diferit de acela al detonației, care a fost numit rumble (seamănă cu zgomotul produs la trecerea rapidă a unui băț pe un gard de șipci). Aprinderile secundare produse de punctele calde (depozite carbonoase, de exemplu) duc la viteze mari de creștere a presiunii gazelor în cilindru, care generează vibrații mecanice ale organelor motorului, în primul rînd vibrații de încovoiere a arborelui cotit, care formează sursa principală a zgomotului caracteristic. În special, printr-o arhitectură potrivită a camerei de ardere s-a reușit limitarea fenomenului. Se pare că el nu se mai produce la viteze de creştere a presiunii sub 1,75 at/grad de rotaţie a arborelui cotit. Autorul crede că raportul de comprimare nu va putea creşte în viitorul apropiat peste 11—13,5 din cauza limitării impuse de acest fenomen. De altfel, încercările unor motoare pînă la rapoarte de comprimare egale cu 20 au arătat că puterea şi economicitatea ating valori maxime la rapoarte de comprimare în jurul lui 17. La rapoarte mai mari, arderea se înrăutăţeşte continuu prin amplificarea postarderii (în destindere). O problemă deosebită este aceea a poluţiei atmosferei cu produşii arderii incomplete. Folosirea arzătoarelor catalitice în sistemul de evacuare încă nu complet pus la punct este doar un paleativ. Se presupune că sistemul de injecţie de benzină în curent rotativ în cilindru (Texaco, Witsky), o dată pus la punct, ar înregistra progrese însemnate în ceea ce priveşte atît economicitatea, cît şi impurificarea atmosferei.

Privit din aceleaşi puncte de vedere, motorul Wankel, cu toate avantajele sale (simplitate, compactitate, greutate redusă, lipsă de vibraţii), încă nu a demonstrat că este mai economic şi că impurifică mai puţin atmosfera decît motorul cu piston alternativ.

În ceea ce priveşte turbina cu gaze, ultimele realizări au demonstrat că, în majoritatea condiţiilor de exploatare, ea poate concura în economicitate cu motorul cu piston şi că, în plus, gazele sale de evacuare sînt libere de produşi nocivi. În prezent se pare că numai preţul de cost şi durabilitatea mai sînt factorii care împiedică larga aplicare a turbinei cu gaze la automobile.

În sfîrşit, gazogeneratorul cu pistoane libere n-a reuşit să demonstreze rentabilitatea aplicării sale la tracţiunea rutieră, iar sistemele de conversiune directă a energiei sînt departe de a fi dat naştere la vreun prototip utilizabil pe automobil.

Calculatorul numeric al Uzinelor Ford (Anglia). In: Automobile Engineer, nr. 5, 1964.

Calculatorul numeric al Uzinelor Ford din Anglia poate rezolva o mare serie de ecuaţii. Astfel, poate rezolva în ecuaţiile Fourier armonici pînă la ordinul 100, o dată cu unghiul de fază, cu toate că în studiul vibraţiilor torsionale nu se cere mai mult de ordinul 72. Calculatorul a fost folosit la rezolvarea unor probleme complicate, ca de exemplu, stabilirea întregii familii de autoutilitate în care erau posibile multe combinaţii de piese şi subansambluri: motoare cu carburator şi motoare Diesel, o serie de cutii de viteze şi de punţi din spate, fiecare cu alte rapoarte de multiplicare, cum şi diferite şasiuri cu diverse ecartamente şi greutăţi. În total erau posibile 4 000 de permutaţii de asamblare, calculatorul determinînd performanţele fiecărei soluţii. Durata calculelor a fost de 2 000 min, în timp ce un om le-ar fi efectuat în 4 000 zile.

Un alt exemplu de folosire a calculatorului este acela în care s-au furnizat următoarele date pe tichete perforate: greutatea autovehiculului, coeficientul aerodinamic, suprafaţa frontală, viteza de avansare, rezistenţa de rulare de la 2 km/h pînă la o viteză superioară celei maxime, raportul final de demultiplicare, puterea motorului, numărul de rotaţii ale roţii pe km, momentul motor din 2 000 în 2 000 de rot/min, numărul etajelor de schimb al vitezelor, raza de rulare a roţilor, greutatea proprie şi utilă a autovehiculului, rapoartele schimburilor de viteză, coeficienţii mecanici ai transmisiei, momentul polar de inerţie al motorului, ambreiajului şi roţilor, turaţia la care supapele intră în vibraţie, consumul specific de combustibil al motorului. Calculatorul a furnizat următoarele rezultate: rezistenţa la înaintare în funcţie de viteză, capacitatea de preluare a rampelor în fiecare schimb de viteză, forţa de tracţiune în fiecare schimb de viteză, viteza maximă în fiecare schimb şi turaţia corespunzătoare a motorului, durata de accelerare în fiecare schimb, consumul de combustibil de viteză constantă etc. Din momentul introducerii tichetelor perforate în calculator pînă în momentul cînd rezultatele au apărut la maşina automată de scris au trecut 33 min.

Calculatorul serveşte la următoarele studii: analize acustice şi de vibraţii, proiectarea profilelor camelor, calculul încărcărilor pe lagărul principal, analiza statistică a datelor de încercări, determinarea poziţiei centrului de greutate al unui autovehicul, proiectarea cutiilor de viteze, analiza completă a vibraţiilor torsionale şi de încovoiere a transmisiei etc.

Influenţa răcirii cu lichid pulverizat asupra procesului de broşare. V. D. Lemeşonok, V. I. Avdasev şi N. I. Kovzeli. In: Stanki i instrument, nr. 1, 1964.

Metoda de răcire a sculelor cu lichid pulverizat se aplică cu succes la operaţiile la care contactul dintre muchia tăietoare şi piesă are lungimea redusă (strunjire, frezare, rabotare), asigurînd o bună răcire şi ungere. Aplicarea procedeului la broşare este mai dificilă, deoarece la această operaţie lucrează simultan mai mulţi dinţi, linia de contact fiind mai mare.

In cadrul bazei experimentale pentru broşare SKB-12 s-a studiat influenţa răcirii prin metoda enunţată asupra broşării. Experienţele au fost efectuate pe maşina verticală de broşat model 78710. Pentru răcirea uniformă a întregii zone de tăiere, instalaţia de pulverizare a fost prevăzută cu o duză în formă de T cu mai multe orificii, distanţa dintre orificii fiind de două ori mai mică decît pasul dinţilor broşei, iar diametrul orificiilor, de 1,2—1,6 mm. Broşele au fost executate din oţel P18, tratat termic la HRc = 63—65, cu unghiul de înclinare a dinţilor de 15°, şi pasul de 14 mm. Piesele prelucrate din diferite mărci de oţel (45, 40X, 20 X, 18XHBA) şi din fontă SC 15—32 au fost prinse într-un dispozitiv automat, care permite efectuarea multor treceri fără intervenţia operatorului. În cursul experimentărilor s-a modificat lungimea de contact (20, 40 şi 65 mm), menţinîndu-se ceilalţi parametri constanţi. Lichidele utilizate pentru răcire au fost ulei de scule 20 şi emulsie.

O primă etapă a cercetărilor a avut scopul de a determina consumul optim de lichid de răcire, corelat cu durabilitatea broşei şi lungimea de prelucrat. Drept criteriu de apreciere a degradării sculei a fost aleasă uzura feţei din spate a dinţilor. Iniţial, răcirea a fost realizată prin stropire cu ulei, consumul fiind de 45 l/min, şi viteza de tăiere, de 6 m/min. Uzura constantă după 1 500 de treceri a atins 0,07—0,08 mm. La răcirea cu ulei pulverizat, cu debitul de 5 gf/h, şi ceilalţi parametri menţinuţi constanţi, s-a constatat o uzură medie de 0,06 mm.

Experienţe similare s-au făcut cu consumul de ulei de 10—12, 20—25 şi 45—50 gf/h, cu aceeaşi metodă de răcire cu ulei pulverizat. Uzura minimă a fost obţinută la consumul de 20—25 gf/h, valoarea ei nedepăşind 0,05 mm. În cazul răcirii cu emulsie pulverizată s-a constatat că durabilitatea sculei este mai mică cu 5% decît la răcirea cu ulei pulverizat şi cu 10—12% mai mare la răcirea prin stropire cu ulei.

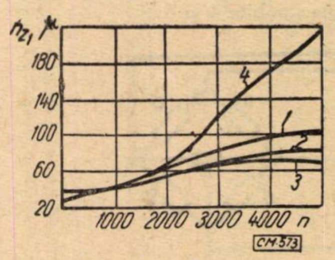


Fig. 1

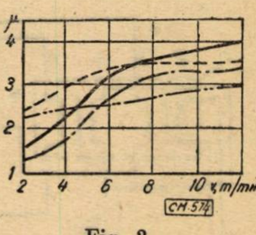


Fig. 2

O altă etapă a urmărit influenţa unghiului de incidenţă dintre jetul de ulei pulverizat şi faţa din spate a dinţilor broşei. După 2 500 de treceri, executate cu aceeaşi viteză de tăiere, s-a stabilit că direcţia optimă a jetului, în cazul transmiterii uleiului pe o singură parte a sculei, este precizată de unghiul de 10—15°, la un consum de 20—25 gf/h. În cazul trimiterii uleiului din două părţi, s-a constatat că durabilitatea sculei scade, întrucît prin intersectarea celor două fluxuri se formează un tampon de aer care micşorează intensitatea răcirii.

Pe baza datelor obținute la prelucrarea pieselor din oțel OL 45, cu viteza de tăiere de 6 m/min, s-a reprezentat grafic variația uzurii dinților h_d în funcție de numărul de piese prelucrate n (fig. 1). Se observă că, la răcirea cu ulei pulverizat, uzura se majorează în limite strînse la creșterea numărului de piese prelucrate, influența lungimii de broșare (curba *1* — 65 mm; curba *2* — 40 mm; curba *3* — 20 mm) fiind, de asemenea, redusă. În cazul răcirii prin stropire cu ulei, uzura ocupă o creștere importantă după prelucrarea unui număr de piese mai mare decît 2 000 (curba *4* — lungimea de broșare 40 mm).

În cadrul experimentărilor s-a urmărit și calitatea suprafețelor obținute prin broșare. În figura 2 se prezintă dependența rugozității de viteza de tăiere, în următoarele variante: curba *1* — oțel 18XHBA și răcire cu ulei pulverizat; curba *2* — oțel 18XHBA și răcire prin stropire cu ulei; curba *3* — oțel 40X și răcire cu ulei pulverizat; curba *4* — oțel 40X și răcire prin stropire cu ulei.

Recenzii

Materialismul dialectic și științele contemporane ale naturii, vol. IV. București, Editura politică, 1964.

În Editura politică a apărut volumul IV din ciclul „Materialismul dialectic și științele contemporane ale naturii“ al Institutului de filozofie al Academiei R.P.R. Acest volum înmănunchează o culegere de studii, avînd ca idee principală împletirea matematicii și ciberneticii cu celelalte științe.

Lucrarea începe cu articolul „Matematica și rolul ei în cunoaștere“, semnat de acad. N. Teodorescu. Se subliniază ideea că generalizarea abstracțiilor matematice corespunde în esență proceselor similare din alte științe, și din această cauză este posibilă folosirea abstracțiilor matematice în studiul altor discipline științifice. În dezvoltarea actuală a științei și practicii, rolul nemijlocit al matematicii este sintetizat de către autor în următoarele puncte:

a — matematizarea progresivă a disciplinelor care au pornit pe calea cercetării laturii cantitative a fenomenelor;

b — adîncirea și extinderea matematizării disciplinelor în care matematica a pătruns mai de mult într-o măsură suficientă pentru a dovedi eficiența metodelor matematice de cercetare;

c — mărirea și extinderea eficienței sale în disciplinele învecinate, în care matematica s-a introdus organic de la crearea lor;

d — lărgirea cîmpului său general de aplicabilitate prin punerea în evidență a teoriilor celor mai generale și a noțiunilor celor mai abstracte;

e — extinderea și aprofundarea calculului numeric în aplicațiile lui la cercetarea aspectelor cantitative ale fenomenelor prin mașinile electronice de calcul;

f — dezvoltarea ciberneticii teoretice și a teoriilor matematice ale analogiei și modelării;

g — sintetizarea metodelor matematice folosite în matematizarea diferitelor discipline științifice prin ridicarea nivelului de generalitate și abstracție al teoriilor matematice corespunzătoare;

h — crearea și promovarea cu precădere de teorii matematice, oricît de generale și de abstracte, avînd la bază matematizarea, oricît de sumară, a unei probleme științifice din orice domeniu al științei și practicii.

Despre „Valoarea metodologică a matematicii“ se ocupă acad. D. Dumitrescu, în care se arată legătura dintre progresul tehnic și progresul științelor naturii. În analiza legăturii dintre matematică și tehnică, autorul atrage atenția asupra pericolului absolutizării unui anumit raport (cauză-efect) între acestea. El arată că există trei raporturi între matematică și tehnică la un moment dat, raporturi explicate mai pe larg în articolul publicat și anume:

1 — realizările tehnice și științifice importante se efectuează fără un dezvoltat instrument matematic (de exemplu, rezistența materialelor, industria hidrotehnică, aviația etc.);

2 — dezvoltarea tehnicii și a științei și cercetarea matematicii evoluează paralel, în interdependență, raport cel mai des întîlnit în istoria matematicilor;

3 — cercetarea matematică interpretează și pregătește abstracțiile necesare dezvoltării ulterioare a tehnicii și științei.

C. Foiaș și conf. A. Hanalay, în articolul „Modelele matematice și rolul lor în cunoașterea științifică“ fac o analiză largă a modelării matematice. Autorii se ocupă despre abstracțiile matematice — baza modelării matematice; modelul — cheia înțelegerii rolului matematicii în cunoaștere; contradicția fundamentală a modelării; modele matematice în fizica atomică și dialectica dezvoltării modelelor; importanța modelelor matematice pentru dezvoltarea cunoașterii științifice.

Tot în legătură cu modelarea matematică, lectorul universitar S. Marcus se ocupă pe larg de aplicarea acestora în lingvistică în articolul „Unele probleme ale modelării matematice în lingvistică“.

Articolul „Analogie, model, similitudine“, semnat de profesorul universitar Edmond Nicolau, are ca scop de a pune în lumina materialismului dialectic unele aspecte fundamentale ale concepțiilor actuale privind analogia ca metodă, modelul ca instrument de cunoaștere și similarea ca tehnică de lucru. Autorul face o prezentare istorică a dezvoltării metodei analogiei și utilizarea ei în diferite domenii ale științei. Mai departe modelul este prezentat ca un instrument de cunoaștere, care duce inevitabil la simplificarea proceselor, frecvent utilizat în procesul cunoașterii, iar similitudinea ca teorie este folosită în tehnică pentru a determina condițiile în care un anumit fenomen poate fi studiat cu ajutorul unui model similar, de aceeași natură. În continuare, autorul se referă la cibernetică ca un domeniu larg aplicativ al celor arătate mai sus.

Problema ciberneticii este tratată și de I. Mărculescu în articolul „Cibernetica și gîndirea“. Autoarea insistă mai mult asupra aplicabilității ciberneticii — disciplină apărută pe baza dezvoltării rapide a tehnicii moderne, a metodelor cibernetice și a gîndirii teoretice în general — în diverse domenii (economie, meteorologie, biologie, medicină, științe juridice, psihologia muncii etc.). În același timp se subliniază contribuția ciberneticii la înțelegerea mecanismelor prin care practica, activitatea umană în sensul ei cel mai larg, determină procesul cunoașterii. Sînt combătute concepțiile care susțin fie negarea absolută a apropierii mașinilor de unele însușiri umane, fie identitatea dintre mașină și creier. Ele nu pot fi identice deoarece sînt diferite ca natură, origine istorică și evoluție, dar, „...pe măsură ce vom cunoaște mai exact cum lucrează creierul în operațiile intelectuale complexe, vom crea mașini capabile de a-l imita din ce în ce mai perfect“.

Acad. R. Răduleț, în articolul „Noile progrese ale științelor fizico-chimice și categoria de lege“, definește legea ca expresie a conexiunilor obiective, esențiale, necesare între evenimente. „Conexiunile obiective din legi fiind necesare, ele există oricînd și oriunde între evenimentele din clasele respective și în toate obiectele mulțimii susceptibile de a fi sediul acelor evenimente“ Capitolele articolului sînt: mijloacele de descriere a științelor naturii; legi de desfășurare și legi de stare; legi dinamice și legi statistice; teoria relativității și categoria de lege; fizica cuantică și categoria de lege; chimia cuantică și categoria de lege.

Prof. universitar V. Roman se ocupă pe larg de următoarele probleme în articolul publicat în acest volum „Revoluția științifico-tehnică contemporană și perspectivele dezvoltării ei în socialism și capitalism“:

a — trăsăturile dezvoltării științei în epoca contemporană;

b — noua funcţie socială a ştiinţei: transformarea ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie;

c — caracterul revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane;

d — corelaţia dintre revoluţie în ştiinţă şi tehnică şi revoluţiile sociale;

e — revoluţia ştiinţifico-tehnică contemporană şi noua revoluţie industrială;

f — ştiinţa şi relaţiile de producţie;

g — socialismul învinge. Rolul crescînd al ştiinţei în întrecerea economică dintre cele două sisteme sociale mondiale.

În volum mai sînt publicate următoarele articole:

„Dimensiunile cosmice ale omului", de prof. universitar Călin Popovici.

„Cu privire la obiectul şi metodele biologiei", de lector univ. P. Bomboe.

„Metoda biologică şi dialectica materialistă", de acad. Alice Săvulescu.

„Dialectica interrelaţiilor intracelulare" de prof. univ. dr. I. Cotăescu.

„Interdependenţa fenomenelor în endocrinologie", de acad. St. Milcu.

„Boală, teren, individualitate", de dr. V. Săhleanu.

„Analiza şi sinteza în studiul unor mecanisme cerebrale, fiziologic şi psihic", de M. Steriade.

„Motivaţia — teorii şi metode de cercetare actuale", de Edith Gulian.

„Filozofia contemporană şi ştiinţele naturii", de Crizantema Joja.

A. Caţi

Şt. Nădăşan. **Rezistenţa materialelor,** vol. IV. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1963, 164 pag.

Al patrulea volum al rezistenţei materialelor, de acad. prof. dr. ing. Ştefan Nădăşan este consacrat noilor calcule de rezistenţă. După o introducere în care se analizează necesitatea calculului la oboseală şi se dau noţiunile principale despre solicitările ciclice, lucrarea prezintă metodele de determinare a rezistenţei la oboseală. În afara metodelor devenite clasice şi a diagramei rezistenţelor limită, se arată şi metodele noi (Prot, Locati, Ivanova), cum şi metode indirecte de determinare a rezistenţei la oboseală bazate pe relaţii între rezistenţa la oboseală şi alte caracteristici mecanice (rezistenţa la rupere statică, limita de curgere etc.). Se dau datele unor încercări efectuate în laboratoarele de rezistenţă ale Institutului politehnic Timişoara şi ale centrului de cercetări tehnice de la Baza din Timişoara a Academiei R.P.R. asupra oţelurilor carbon fabricate în ţara noastră.

Partea a treia a lucrării este consacrată comportării materialelor la solicitări ciclice, tratîndu-se problemele ruperii forţate şi ale celei prin obosire, analizîndu-se aspectul rupturilor prin obosire cum şi fenomenele care apar la ruperea materialelor metalice.

A patra parte a lucrării tratează pe larg despre factorii care influenţează rezistenţa la oboseală a unei piese. Aceşti factori sînt clasificaţi în trei grupe mari: constructivi (forma, dimensiunea), tehnologici (calitatea materialului, calitatea suprafeţei, tratamente de suprafaţă, ecruisajul, eforturi remanente) şi condiţii de lucru (felul solicitării, felul ciclului, suprasolicitările şi subsolicitările, solicitările dinamice, agenţii corosivi, temperatura, frecvenţa ciclurilor de solicitare).

Ultima parte a lucrării este dedicată noii metode de calcul. După precizarea scopului şi metodicii calculului, se prezintă schema calculului la durabilitate nelimitată, trecîndu-se la problemele determinării sarcinilor care acţionează şi la alegerea materialului. În continuare se dezvoltă calculul coeficienţilor de siguranţă la piese supuse ciclurilor de solicitare simetrice, cum şi ciclurilor de solicitare asimetrice. Se dau valorile coeficienţilor de siguranţă uzuali şi se prezintă principiile calculului de durabilitate limitată. În încheiere se dezvoltă calculul la oboseală pentru o încărcare nestaţionară (regim de solicitare complex, compus din suprapunerea mai multor cicluri sinusoidale).

Lucrarea este redactată succint şi se bucură de o mare claritate a expunerii. Se dă o mare atenţie semnificaţiei fizice a fenomenelor care intervin, făcînd explicaţia acestora uşor de înţeles. Preocuparea de aspectul economic al calculului de rezistenţă este permanentă. Indicaţiile sistematice asupra mersului calculelor fac aplicarea acestora uşor de realizat.

Nivelul său înalt, precizia indicaţiilor, bogăţia datelor necesare calculelor, fac ca lucrarea să fie utilă atît studenţilor din învăţămîntul tehnic superior, cît şi proiectanţilor.

Energetica turbomotoarelor cu ardere internă de V. Pimsner, C. A. Vasilescu şi G. A. Rădulescu. Editura Academiei Republicii Populare Romîne, 1964, 756 pag.

Lucrarea „Energetica turbomotoarelor cu ardere internă" tratează probleme privind termodinamica, arderea combustibililor, teoria ciclurilor şi calculul caracteristicilor acestor motoare. Ţinînd seamă de importanţa pe care o capătă aplicarea turbomotoarelor, atît ca unităţi de forţă cît şi în transport, lucrarea tratează o problemă deosebită a tehnicii actuale. Deoarece în R.P.R. se pune problema utilizării unor asemenea unităţi, deocamdată obţinută prin import, o lucrare care să trateze probleme de cicluri şi caracteristici ale unor asemenea motoare apare foarte importantă pentru preocupările tehnice actuale din R.P.R.

Lucrarea este organizată în 7 capitole şi cuprinde în continuare o serie de anexe şi exemple de calcul.

Cap. I „Elemente de termodinamica gazelor" tratează succint însă cu prelungire unele aspecte termodinamice specifice calculului ciclurilor turbomotoarelor cu gaze. Autorii arată că ipoteza gazelor perfecte şi considerarea căldurilor specifice variabile cu temperatura reprezintă o aproximaţie satisfăcătoare, pentru calculele de cicluri, a comportării reale a gazelor. Pentru a se asigura precizia necesară a calculelor termodinamice autorii propun o metodă analitică în care se folosesc valori tabelate din grad în grad de temperatură. În capitol se arată detaliat modul de calcul al evoluţiilor cu ajutorul funcţiilor termodinamice tabelate, precum şi calculul mărimilor specifice curgerii.

Se arată modul de construcţie a tabelelor şi se face o discuţie asupra combustibilului ce urmează a fi folosit. Autorii se fixează asupra unui combustibil denumit standard ($c = 0{,}8608$ şi $h = 0{,}1392$) care are proprietatea că conduce la gaze de ardere avînd aceeaşi greutate molară ca şi aerul.

Este de remarcat metoda originală prezentată pentru calculul analitic al evoluţiilor reale şi modul deosebit de elegant prin care autorii au rezolvat problema determinării parametrilor caracteristici ai curgerii unui gaz.

Cap. II „Ciclul turbomotorului cu ardere internă" prezintă teoria ciclică a acestor motoare. Se analizează influenţa parametrilor funcţionali asupra performanţelor turbomotorului cu ardere internă. Apoi se cercetează cicluri mai complexe cum ar fi ciclul real cu compresiune adiabatică, ardere izobară şi recuperarea de căldură, ciclul real cu ardere izobară şi compresiune adiabatică, în trepte, cu răcire intermediară, arderea în trepte precum şi problemele specifice ale turbomotorului de aviaţie cu ardere internă.

Cap. III „Combustibilii turbomotoarelor cu gaze" analizează caracteristicile combustibililor pentru turbomotoare obţinuţi din materie primă indigenă. Se cercetează separat datorită specificului lor, combustibilii pentru turbomotoarele de aviaţie şi combustibilii pentru turbomotoarele din industrie şi din transport. Acest capitol este caracterizat de multe date originale privind calitatea combustibililor obţinuţi din ţiţeiuri reprezentative precum şi o serie de consideraţii asupra posibilităţii ameliorării calităţii acestora.

Cap. IV „Studiul proceselor din camera de ardere a turbomotorului" analizează pe larg o serie de probleme de bază ale arderii în turbomotor. Pornind de la constatarea dificultăţii analizei prin calcul a proceselor de ardere din camera de ardere a turbomotorului, problemă care se poate rezolva experimental, s-au cercetat o serie de aspecte termodinamice ale procesului de ardere şi apoi s-a efectuat o privire de ansamblu monografică asupra probemelor ridicate de arderea picăturilor de combustibil. Este de semnalat că în literatura romînă nu s-au tratat pînă acum asemenea probleme.

Cap. V „Similitudinea turbomotoarelor cu ardere internă" analizează posibilitatea stabilirii pe modele a performanţelor acestor motoare. Autorii analizează influenţa criteriilor Reynolds, Moch şi scara geometrică şi dezvoltă, pe baza unor consideraţii originale influenţa naturii fluidului de lucru asupra caracteristicii universale a turbinii. În acest mod se stabilesc relaţii de calcul pentru determinarea performanţelor turbomotorului în cazul în care caracteristicile combustibilului se modifică mult.

Cap. VI „Funcţionarea turbomotorului cu ardere internă la regimuri diferite de cel normal“ cercetează comportarea turbomotorului la sarcini parţiale. Între schemele foarte variate de turbomotoare se analizează turbomotorul cu un grup turbocompresor şi turbomotorul cu două grupuri turbocompresoare.

Cap. VII „Domenii de aplicare a turbomotoarelor cu ardere internă“. Acest capitol de deosebit interes practic prezintă scheme şi realizări de turbomotoare pentru centrale termoelectrice (de bază şi de vîrf), precum şi instalaţii mixte abur-gaze, turbomotoare pentru tracţiunea feroviară, navală şi rutieră, precum şi turbomotoarele folosite în transportul gazelor naturale şi în siderurgie.

Acest capitol se remarcă prin informaţii bibliografice complete şi foarte moderne, prezentîndu-se tipurile de turbomotoare cele mai reprezentative.

În continuare lucrarea este completată cu 15 anexe care se pot împărţi în două grupe, anexele 1—8 care cuprind proprietăţile termodinamice ale produselor de ardere calculate din grad în grad de temperatură pentru $\lambda=1$, $\lambda=2$, $\lambda=3$, $\lambda=4$, $\lambda=5$ şi pentru aer, precum şi valoarea exponentului izentropic şi termenul auxiliar calculelor log; aceste anexe permit un calcul foarte precis al evoluţiilor termodinamice. Restul de anexe cuprind date de mărimi termodinamice precum şi coeficienţi de transformare.

Lucrarea se încheie cu o serie întreagă de exemple de folosire a tabelelor cu proprietăţile termodinamice ale gazelor şi dau un rezumat al modului de lucru în tabele tradus în trei limbi străine.

Privită în ansamblu lucrarea, în afară de caracter monografic care înglobează datele actuale ale literaturii şi experienţa autorilor în acest domeniu precum şi lucrările efectuate în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. şi PETROCHIM al M.I.P.C., prezintă şi o metodă originală de calcul exact al tuturor evoluţiilor termodinamice simple pînă la 1500 °C, metodă ce se poate aplica tuturor domeniilor termotehnicii.

Lucrarea mai are meritul deosebit de a fi folosit în mod consecvent sistemul MKS prezentînd toate datele în acest sistem de unităţi de măsură; prin aceasta Editura Academiei R.P.R. a sprijinit efectiv introducerea în practică a acestui sistem de unităţi de măsură, una din greutăţi fiind tocmai lipsa datelor numerice.

În consecinţă lucrarea depăşeşte cadrul strict al specialiştilor, ea fiind foarte importantă pentru toţi cei care se preocupă de probleme de termodinamică.

M. Mustafa şi L. Cornel. **Asamblări filetate şi prin strîngere.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 448 pag., 324 fig., 78 tabele.

Lucrarea este destinată clasificării, domeniilor de utilizare, construcţiei şi calculului asamblărilor filetate şi prin strîngere. Aceste probleme sînt tratate în 16 capitole, grupate în două părţi.

Prima parte se referă la asamblări filetate. După ce în capitolul unu se prezintă noţiunile de bază despre filete şi clasificarea filetelor şi a şuruburilor, în capitolul doi se trece la consideraţii teoretice de calcul. Pentru început se stabilesc expresiile momentului necesar pentru înşurubarea piuliţei pentru filet pătrat şi triunghiular, apoi se precizează condiţia de autofixare şi se examinează problemele randamentului şurubului. În continuare, se studiază repartiţia sarcinii pe spirele filetului şi se dau relaţii de calcul pentru solicitările filetului, înălţimea piuliţei şi solicitările capului şurubului.

În capitolul trei se determină eforturile unitare în tija şurubului pentru diferite cazuri de încărcare forţă exterioară, forţă de prestrîngere, forţe transversale etc. Mai amplu este dezvoltat paragraful consacrat şurubului montat cu prestrîngere asupra căruia acţionează şi o forţă exterioară, în care se studiază şi unele aspecte particulare, ca influenţa temperaturii asupra prestrîngerii, influenţa locului de aplicare a sarcinii. În încheiere se prezintă metodele analitice şi grafoanalitice de determinare a electricităţii şuruburilor şi a pieselor intermediare.

Capitolul patru se referă la grupe de şuruburi, avînd ca obiectiv principal stabilirea forţei de calcul pentru şurubul cel mai încărcat. Şi aici sînt luate în considerare mai multe soluţii practice: îmbinări supuse la forţe şi momente care lucrează în planul suprafeţei de contact — întîlnite în construcţiile metalice şi ale maşinii, îmbinări supuse unei forţe şi moment care acţionează într-un plan perpendicular pe suprafaţa de contact — frecvente la console, la fixarea carcaselor pe fundaţii etc.

În capitolul cinci se analizează comportarea şuruburilor la solicitări statice şi la oboseală, iar în capitolul şase, comportarea şuruburilor la fluaj. Se menţionează din cuprinsul acestor capitole: date experimentale asupra ruperii tijei şuruburilor, dependenţa rezistenţei la oboseală de factorii constructivi, material şi factorii tehnologici, calculul îmbinărilor elastice la relaxare simplă.

După particularităţile de calcul ale asamblărilor cu prestrîngere intensă (cap. 7), lucrarea continuă cu examinarea problemelor legate de montarea şuruburilor (cap. 8). În acest sens se dau indicaţii privind alegerea şi măsurarea forţei de prestrîngere şi se prezintă diferite dispozitive pentru strîngerea şuruburilor, nestandarizate. De asemenea, se fac recomandări asupra executării montării şi asupra asigurării strîngerii în timpul exploatării.

Elementele de calcul al îmbinărilor cu filet conic fac obiectul capitolului următor, după care se trece la o metodă practică de calcul a şuruburilor de strîngere. Ea comportă două etape: predimensionare şi verificare la solicitări statice şi dinamice, şi este ilustrată prin exemple practice.

Un loc special este rezervat şuruburilor de mişcare (cap. 11). Pentru cele obişnuite se dau informaţii despre caracteristicile filetelor, materiale şi distribuţia forţelor şi momentelor pe lungime şi se elaborează calculul în două variante. În cadrul aceluiaşi paragraf se remarcă şi calculul organelor auxiliare ale dispozitivelor cu şurub de mişcare (vinciuri, şurub de presă, şurubul conducător de la maşinile-unelte). Paragraful final prezintă problemele de construcţii şi calcul ale şuruburilor cu bile.

În capitolul 12 se analizează aspectele uzurii îmbinărilor filetate şi metodele de combatere a uzurii. Printre acestea se acordă o importanţa deosebită ungerii.

Un spaţiu mai larg este afectat materialelor şi tehnologiei şuruburilor (cap.13). După caracteristicile mecanice şi rezistenţele admisibile ale materialelor, concentrate în tabele, se examinează procedeele de prelucrare a filetelor prin aşchiere (cu tarozi şi filiere, pe strung cu capete de filetare, prin frezare şi prin vîrtej), precizîndu-se regimurile de lucru corespunzătoare, caracteristicile sculelor şi dimensiunile semifabricatelor. De asemenea, se elucidează principalele probleme ale prelucrării filetelor prin rulare.

Capitolul 14 cuprinde toleranţele filetelor şi elemente privind măsurarea acestora. Se relevă materialul practic referitor la abaterile dimensionale, întocmite în conformitate cu prescripţiile STAS şi OST/VKS.

Partea a doua a lucrării este formată din două capitole de mai mică amploare, în care se prezintă asamblările prin strîngere, prin presare şi prin inele sau ancore. Dintre problemele dezvoltate se semnalează bazele teoretice ale îmbinărilor prin strîngere, calculul acestora, montarea îmbinărilor prin strîngere cu forţe axiale, îmbinarea prin strîngere obţinută prin încălzirea sau răcirea pieselor, calculul asamblărilor cu ancoră.

Lucrarea îmbrăţişează întregul domeniu al îmbinărilor filetate, ocupîndu-se atît de calculul şi construcţia acestora, cît şi de procedeele de execuţie; în afară de acestea, conţine informaţii utile despre asamblările prin strîngere. Pe lîngă consideraţii teoretice se evidenţiază numeroase date practice, sintetizate în diagrame, tabele şi anexe care facilitează soluţionarea problemelor frecvente de concepţie şi execuţie. Lucrarea este utilă cadrelor tehnice şi inginereşti care activează în proiectare şi fabricaţie, precum şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior.

V. Constantin și I. Dănescu. **Proprietățile și alegerea metalelor folosite în industria constructoare de mașini.** București, Editura tehnică, 1964, 174 pag.

Lucrarea analizează metalele folosite în construcția de mașini, din punctul de vedere al proprietăților, utilizării, marcării și identificării. Cuprinde 13 capitole.

Capitolul I conține o scurtă prezentare a proprietăților fizice, mecanice, tehnologice și chimice ale metalelor, cu indicarea metodelor de încercare la rezistență, duritate și reziliență.

Capitolul II informează asupra caracteristicilor aliajelor, iar capitolul III se ocupă de clasificarea metalelor.

Pe baza acestei clasificări sînt dezvoltate următoarele trei capitole. Astfel, capitolul IV se referă la compoziția chimică, caracteristicile mecanice și utilizările oțelurilor, prezentate în tabele. Ca o problemă specială menționăm influența elementelor de aliere asupra proprietăților oțelurilor aliate. Capitolul V este consacrat fontelor (brute, de a doua topire, maleabile, modificate, aliate). Metalele și aliajele neferoase constituie obiectul capitolului VI. Se examinează succesiv cuprul, nichelul, aluminiul, magneziul, plumbul, zincul, titanul, staniul și aliajele respective, apoi aliajele ușor fuzibile, antifricțiune și pentru lipit, metalele prețioase, aliajele dure etc.

Capitolul VII abordează problema tratamentelor termice și termochimice care se aplică oțelurilor, fontelor și aliajelor cu bază de aluminiu.

După ce în capitolul VIII se tratează despre coroziunea metalelor (generalități, factori care influențează viteza de coroziune, mijloace de protecție anticorosivă), în capitolul IX se trece la alegerea materialelor metalice.

În acest sens se indică condițiile de care trebuie să se țină seamă la stabilirea materialului unei piese și criteriile de apreciere a comportării acestora. De asemenea, se evidențiază importanțe obținerii unui preț de cost rațional și a economiei de materiale deficitare.

Capitolul X se referă la marcarea semifabricatelor, necesară pentru identificarea materialelor din care sînt executate. Se prezintă metodele de marcare și simbolurile utilizate la marcarea prin vopsire a diferitelor calități de fonte și oțeluri.

În capitolul XI se elucidează problema corespondenței oțelurilor străine folosite în industria constructoare de mașini cu oțelurile romînești, iar în capitolul XII se expun metodele de identificare a metalelor în atelier (culoare, greutate specifică, aspectul secțiunii de rupere, proba la scînteie).

Capitolul XIII se ocupă de căile pentru economisirea metalelor scumpe și deficitare.

Lucrarea are un caracter de popularizare a cunoștințelor despre materialele metalice, fiind destinată în principal muncitorilor și cadrelor tehnice din sectoarele de prelucrare, montaj și reparație. Ea poate fi consultată cu folos și de tehnicienii și inginerii din serviciile de proiectare și tehnologice.

O. Basula, J. Iacobescu și C. Voiculescu. **Acoperirea suprafețelor cu lacuri și vopsele.** București, Editura tehnică, 1964, 440 pag., 53 fig.

Alcătuită din trei părți, lucrarea se ocupă de aspectele teoretice și practice ale fabricației și ale aplicării peliculelor de lacuri și vopsele pe diferite suprafețe.

Prima parte se referă la istoricul și la fabricarea lacurilor și vopselelor și este formată din două capitole.

Capitolul I prezintă un scurt istoric evidențiind dezvoltarea industriei de lacuri și vopsele în R.P.R. și noțiuni generale despre acestea. Sînt indicate domeniile de utilizare, cunoștințe fundamentale despre caracteristicile și formarea peliculelor protectoare, clasificarea lacurilor și a vopselelor, cum și proprietățile lor.

Capitolul II cuprinde informații despre fabricarea lacurilor și vopselelor. În primul rînd sînt enumerate materiile prime, cu specificarea detaliată a caracteristicilor fiecăreia. În continuare se analizează operațiile pe care le comportă tehnologia de fabricație și se comentează pe larg proprietățile tuturor produselor finite de lacuri și vopsele fabricate în R.P.R.

Partea a doua tratează despre utilizarea lacurilor și a vopselelor în cadrul a 12 capitole.

După ce în capitolul I sînt menționați factorii care determină o bună vopsire, în capitolul II se trece la metodele de pregătire a suprafețelor înainte de vopsire. Se expun astfel metodele mecanice, o pondere însemnată avînd procedeele de sablare, metodele chimice care se bazează pe folosirea solvenților, alcaliilor, aburului și acizilor și tratamentele preliminare. Un paragraf special este rezervat pregătirii suprafețelor în industria constructoare de mașini, după care, în încheierea capitolului, se abordează problema pregătirii suprafețelor metalelor neferoase.

Metodele de aplicare a lacurilor și a vopselelor constituie obiectul capitolului III. Se menționează particularitățile vopsirii cu pensula, cu valțuri și în tambure și apoi se examinează procedeele de vopsire prin pulverizare. Cu acest prilej se prezintă o serie de utilaje moderne, cum sînt camerele de pulverizare cu acțiune periodică și continuă, camerele mobile și schimbătoarele de căldură pentru preîncălzirea emailului. De asemenea, se precizează caracteristicile vopsirii prin imersiune și prin curgere, ale șlefuirii, egalizării și lustruirii peliculelor.

Capitolul IV se referă la etapa ulterioară vopsirii—uscarea suprafețelor. Instalațiile de uscare descrise se bazează pe convecție, radiație și inducție.

Capitolele următoare sînt consacrate vopsirii diferitelor materiale și produse.

Astfel, în capitolul V se analizează procedeele de vopsire a produselor metalice. Obiectivele analizei sînt construcțiile metalice și podurile, rezervoarele și conductele, utilajele industriale, mașinile agricole și mijloacele de transport. Semnalăm din cuprins numeroase date practice, ca de exemplu, diferite sisteme și regimuri tehnologice de vopsire, aspectele variate privind utilajele industriale (vopsiri rezistente la agenții atmosferici, la produsele petroliere, la apă etc.), considerații de durată maximă de exploatare a vopselelor.

Capitolul VI tratează despre vopsirea și lăcuirea lemnului. Pentru început se examinează proprietățile specifice ale lemnului, în continuare — operațiile premergătoare lăcuirii și vopsirii și, în sfîrșit, procedeele de aplicare a peliculelor.

După vopsirea materialelor fibroase se trece la vopsirea construcțiilor civile și industriale și apoi la vopsirea bunurilor de larg consum (capitolele VII, VIII și IX).

Paragraful final din ultimul capitol se referă la vopsele, ca bunuri de larg consum.

Capitolele X — XII dezvoltă problemele vopsirilor speciale: rezistente în climat tropical, umed și uscat, pentru materiale plastice și decorative. Dintre acestea se relevă imitațiile pe metale, vopsirile luminescente și fluorescente etc.

Partea a treia este destinată controlului de calitate și normelor de protecție a muncii; este alcătuită din patru capitole.

Capitolul I se ocupă cu defectele de vopsire și de remediere a lor. Pe lîngă cele care apar în timpul aplicării și după uscare, sînt prezentate defectele generate de depozitarea necorespunzătoare a lacurilor și vopselelor.

Controlul calității, studiat în capitolul II, se extinde asupra lacurilor și vopselelor, pregătirii suprafețelor, peliculelor obținute și comportării acestora în exploatare. Se remarcă descrierea diferitelor aparate pentru determinarea viscozității materialelor aplicate și a caracteristicilor peliculei (grosime, luciu, aderență etc.).

În capitolul III sînt date specificații privind normele de calitate ale lacurilor și vopselelor, iar în capitolul IV, regulile de protecție a muncii în atelierele de vopsitorie.

Lucrarea aduce o contribuție însemnată în problemele de acoperire a suprafețelor, frecvente în multiple ramuri de producție, cum sînt construcția de mașini, construcțiile, cooperația. Ca atare, ea este utilă inginerilor, tehnicienilor și lucrătorilor din aceste sectoare de activitate.

I. Șerbănuț. **Protecția muncii în construcția de mașini.** București, Editura tehnică, 1964, 295 pag., 104 fig.

Lucrarea este consacrată principalelor probleme ale protecției muncii în uzinele constructoare de mașini și se compune din 17 capitole.

În capitolul I se dau noțiuni generale despre legislația și organizarea protecției muncii în R.P.R., pentru ca în capitolul II să se treacă la analiza accidentelor de muncă. În primul rînd se prezintă clasificarea acestora, după gravitatea şi natura lor şi apoi, modul de ţinere a evidenţei şi de înregistrare. Paragraful următor se ocupă de metodele de studiu al accidentelor: statistică, pe grupe, topografică şi nomografică. Un loc important îl deţin măsurile generale de prevenire a accidentelor, cuprinzînd dotarea instalaţiilor şi utilajelor industriale cu dispozitive de protecţie, mijloace de protecţie individuală, instruirea muncitorilor, organizarea şi mecanizarea producţiei.

Problemele de igiena muncii sînt examinate în capitolul III. Astfel, se indică condiţiile meteorologice ale mediului industrial, se arată acţiunea nocivă şi măsurile de combatere a prafului şi a substanţelor toxice industriale. După enumerarea bolilor profesionale, capitolul se încheie cu criteriile de alegere a terenurilor de amplasare şi de construcţie a clădirilor întreprinderilor.

Capitolul IV se referă la ventilarea industrială şi conţine, pe lîngă prescripţiile de ventilare naturală, descrierea utilajului folosit la ventilarea mecanică, cu menţionarea normelor de exploatare şi întreţinere a acestora.

Capitolul V este destinat zgomotului şi vibraţiilor. Se studiază acţiunea zgomotului asupra organismului, cu precizarea caracteristicii spectrale şi a nivelului intensităţii sonore a diferitelor categorii de zgomote şi măsurile de combatere a lor: eliminarea cauzelor şi atenuarea la sursă, izolarea, absorbţia, amplasarea raţională a surselor etc. La acestea se adaugă mijloacele individuale de protecţie, după care sînt tratate materialele de izolare şi amortizare a vibraţiilor.

În capitolul VI se prezintă normele de iluminare industriale. Reţinem din cuprins caracteristicile unor tipuri de luminatoare, izvoarele pentru iluminare artificială cu condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească întreţinerea instalaţiilor de iluminat.

După indicaţii privitoare la coloritul încăperilor industriale, completate cu schemele de culori aplicate în trei ateliere ale uzinelor „Semănătoarea" (cap. VII), capitolele VIII şi IX tratează despre protecţia muncii la instalaţiile electrice şi, respectiv, la instalaţiile sub presiune. În primul dintre acestea se mai analizează efectele produse de acţiunea curentului electric asupra organismului uman, culminînd cu electrocutarea, apoi condiţiile impuse instalaţiilor electrice corelate cu măsurile de protecţie împotriva electrocutării şi de prim ajutor; în cel de-al doilea se examinează măsurile de protecţia muncii la punerea în funcţiune şi exploatarea cazanelor de abur, compresoarelor şi rezervoarelor de aer, recipientelor.

Capitolul X se referă la protecţia muncii la transportul intern. Sînt luate în considerare succesiv lucrările de încărcare-descărcare şi transport manual, transportul mecanic şi instalaţiile de ridicare şi transport. Se insistă asupra dispozitivelor pentru legarea sarcinii, pentru limitarea cursei cîrligului etc. Un loc special este rezervat transporturilor continue.

În capitolul XI se trece la protecţia muncii în secţiile de prelucrare la cald a metalelor. În acest sens se elucidează problemele de resort în cadrul atelierelor de turnătorie, forjă, tratamente termice şi metalurgia pulberilor. Pentru fiecare se precizează cauzele care pot genera accidente de muncă în diferitele etape ale procesului tehnologic şi particularităţile de tehnica securităţii muncii. Conţinutul este îmbogăţit prin descrierea cîtorva utilaje şi dispozitive care permit ca procesul de producţie să se desfăşoare normal.

Capitolul XII are ca obiectiv protecţia muncii la lucrările de sudare; în paragraful rezervat sudării electrice se insistă asupra posibilităţilor de apărare împotriva electrocutării, iar în paragraful privitor la sudarea cu gaze se prezintă construcţiile de generatoare de acetilenă, amplasarea şi deservirea lor, cu evidenţierea aspectelor legate de asigurarea integrităţii muncitorilor.

În capitolul XIII sînt luate în discuţie problemele protecţiei muncii în cazul prelucrării la rece a metalelor. Şi aici se studiază particularităţile specifice diferitelor operaţii, o dezvoltare mai mare avînd paragraful referitor la rectificare şi polizare.

Capitolele XIV — XVII tratează pe scurt despre protecţia muncii la prelucrarea lemnului, la acoperiri metalice, la vopsirea metalelor şi la lucrările cu substanţe radioactive.

Lucrarea cuprinde materiale interesante în legătură cu protecţia muncii în construcţia de maşini, organizate în două secţiuni: considerente generale (cap. I — VII) şi aplicarea la locul de muncă (cap. VIII — XVII). Este utilă muncitorilor şi personalului tehnico-ingineresc din uzine, cum şi elevilor din şcolile tehnice.

Laboratorul de maşini hidraulice. Academia R.P.R. — Baza de cercetări ştiinţifice şi Ministerul Învăţămîntului — Institutul politehnic — Timişoara, 1964.

Lucrarea prezintă la început, sub semnătura prof. ing. I. Anton, membru corespondent al Academiei R.P.R., un studiu asupra operei ştiinţifice a regretatului prof. dr. ing. Aurel Bărglăzan, fost şef al catedrei de maşini hidraulice din Institutul politehnic—Timişoara. Se arată contribuţiile importante ale acestuia în domeniul maşinilor hidraulice.

Partea principală a lucrării este dedicată descrierii laboratorului de maşini hidraulice Timişoara, arătîndu-se, pe lîngă utilaje şi aparate, unele dintre cele mai importante cercetări din domeniul cavitaţiei, hidrodinamicii maşinilor, curgerii prin canale, rîuri, conducte sub presiune etc.

Lucrarea se încheie cu un index bibliografic al lucrărilor elaborate în laboratorul de maşini hidraulice din Timişoara, cuprinzînd peste 170 de titluri. Ea este redactată în trei limbi: romînă, rusă şi engleză, cuprinzînd multe fotografii şi diagrame.

A. Quercy. **Prelucrarea tablelor metalice. Decupare ambutisare** (Travail des métaux en feuilles. Decoupage-amboutissage). Vol. I, Paris, Dunod, 1962, 288 pag., 205 fig.

Lucrarea face parte din colecţia „Études Supérieures Industrielles", avînd scopul de a difuza cele mai moderne procedee şi metode de producţie şi de exploatare industrială. În cazul de faţă este vorba de mijloacele tehnice şi metodele de lucru utilizate în domeniul prelucrării tablelor, printre care o pondere însemnată au cele aplicate la uzinele Chausson.

Lucrarea cuprinde o introducere şi două capitole.

În introducere se prezintă un scurt istoric al dezvoltării prelucrării tablelor, după care se trece la descrierea procedeelor tehnologice elementare. În acest sens sînt date schemele pentru decuparea mecanică-manuală şi cu dispozitive de tăiere — la flacără şi pentru formare (îndoire, curbare etc.).

Capitolul 1 este consacrat materialelor utilizate la ambutisare.

Paragraful 1.1 se referă la tablele de oţel moale, pentru care se indică în primul rînd metodele de elaborare şi de laminare la cald şi la rece. În continuare se prezintă caracteristicile generale şi particularităţile utilizării tablelor de oţel moale la ambutisare. În legătură cu aceasta sînt descrise încercările mecanice clasice (tracţiune, duritate) şi încercările de ambutisare (Erichsen, SAE, KWI, Sachs etc.), examinîndu-se apoi dependenţa procesului de diferiţi factori. În cuprins sînt incluse specificaţiile admise pentru dimensiuni, caracteristici mecanice, aspect, şi defectele care pot lua naştere în timpul ambutisării: eterogenitate, defecte de aspect, îmbătrînire.

În aceeaşi manieră sînt tratate tablele de alamă şi de aliaje de aluminiu (paragrafele 1.2 şi 1.3), după care sînt indicate pe scurt procedeele de fabricaţie, caracteristicile şi particularităţile de utilizare a tablelor de oţel inoxidabil şi refractar.

Paragraful 1.5 este destinat procedeelor de acoperire a tablelor. Sînt descrise liniile-tip pentru acoperiri metalice şi electrolitice şi menţionate acoperirile cu materiale plastice.

În capitolul 2 se prezintă utilajul necesar pentru operaţiile de ambutisare.

Paragraful 2.1 cuprinde generalităţi asupra preselor, cum sînt caracterul operaţiilor care se execută cu aceste maşini, clasificarea lor şi descrierea de principiu a preselor. Textul este ilustrat cu scheme corespunzătoare.

Studiul preselor constituie obiectul paragrafului 2.2, locul principal fiind deţinut de presele mecanice. Pentru început se examinează problemele batiurilor, ca, de exemplu, calculul deformaţiilor, repartiţia tensiunilor şi calculul tiranţilor de ancorare — cu exemple practice. Sînt luate în discuţie apoi mecanismele care intră în componenţa preselor: culise, mecanisme de comandă, ansamblu motor, organe anexe.

Menţionăm din cuprins studiul cinematic al sistemelor bielă-manivelă, cu genunchieră, cu came etc., variaţia efortului transmis în funcţie de cursă, descrierea dispozitivelor cu fricţiune. Importanţa cuvenită se acordă şi dispozitivelor de ambreiere şi frînare, precum şi volantului, pentru care se elaborează un calcul detaliat.

Aceste probleme sînt reluate în cazul preselor hidraulice, pentru care se prezintă principiul de funcţionare, construcţia şi destinaţia organelor principale şi auxiliare. Paragraful se încheie cu o comparaţie între presele mecanice şi hidraulice.

Paragraful 2.3 tratează despre utilizarea preselor, înglobînd dispozitivele de securitate care asigură funcţionarea normală a mecanismelor componente şi deservirea fără pericol de accidente. Ca aplicaţii sînt date schemele diferitelor circuite de comandă, de control şi de forţă. De asemenea, se enumeră operaţiile de întreţinere, cu semnalarea metodelor de ungere şi cerinţele impuse constructorilor de prese.

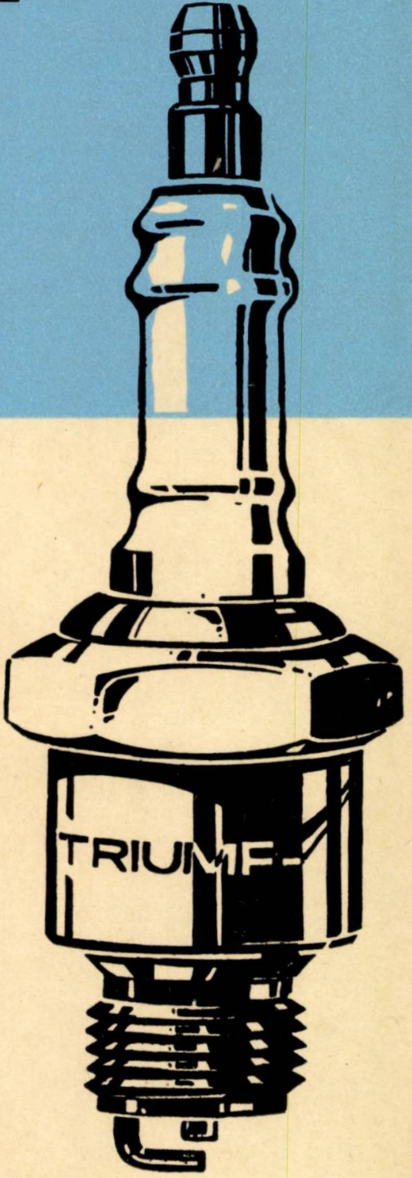
La sfîrşitul lucrării este inserat un index alfabetic.

Conţinînd informaţii valoroase în legătură cu materialele şi maşinile folosite la ambutisare, lucrarea este utilă inginerilor şi tehnicienilor din domeniul construcţiei de maşini. Conform indicaţiilor autorului, volumul II va întregi cunoştinţele privind problemele abordate, în cadrul a două capitole. Acestea se vor referi la sculele necesare pentru ambutisare şi respectiv la fabricarea şi controlul pieselor.

Revista „Construcţia de Maşini", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R. P. R. — Redacţia şi administraţia: Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu. Telefon: 13. 84. 16. Revista este editată de M. I. C. M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinete tehnice în contul nostru de virament: M. I. C. M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — cont 026 002 B. R. P. R. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti.
Tarif pentru întreprinderi lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 48 anual; costul unui exemplar lei 5. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „13 Decembrie 1918", str. Grigore Alexandrescu nr. 93—95 Bucureşti. c. 1155

41 023

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!



Bujia TRIUMF

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE;
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE;
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT;
PERMITE UN REGLAJ UŞOR;
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Program de fabricație

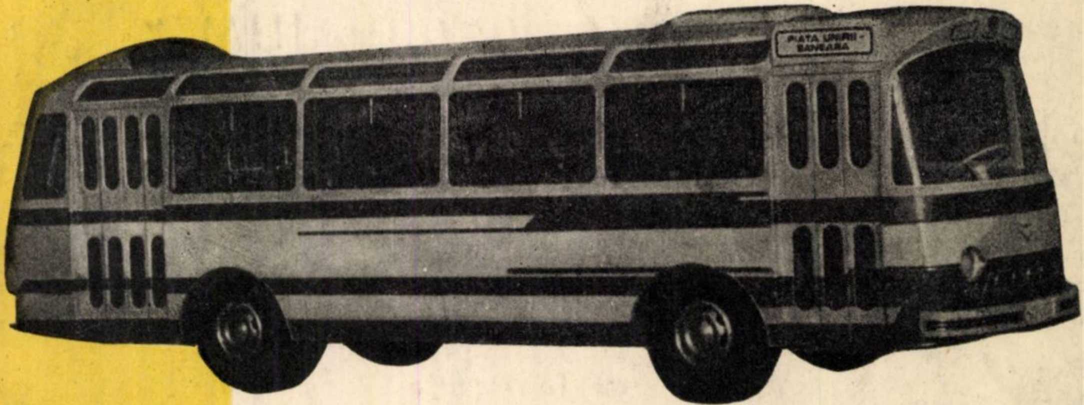
Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei	Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95	M 18 x 1,5	45	M 18—45
	145	M 14—145		95	M 18—95
	175	M 14—175		145	M 18—145
	195	M 14—195		175	M 18—175
	225	M 14—225		195	M 18—195
	240	M 14—240		225	M 18—225
	260	M 14—260		240	M 18—240
	195	M 14L—195		145	M 18C—145
	310	M 14LX—310		175	M 18C—175
	370	M 14LX—370		225	M 18C—225

L = bujii cu filet lung (19 mm)
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
C = bujii cu scaun conic

Triumf

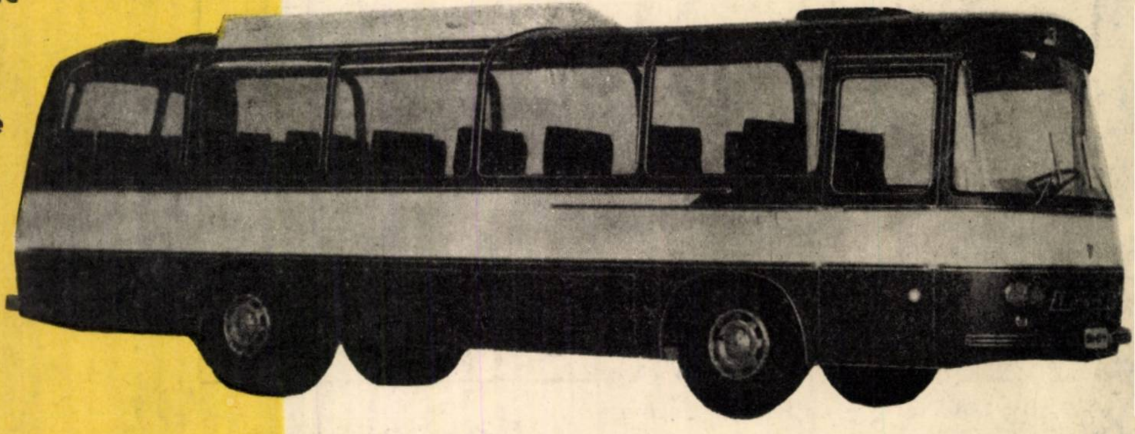
UZINA
AUTOBUZUL
BUCURESTI

produce:



**Autobuze
urbane
de medie
capacitate**

**Autobuze
interurbane
de medie
capacitate**



Uzina **AUTOBUZUL** Bucureşti
RAIONUL N. BĂLCESCU • STR OSTROV Nr. 3

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

9

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 9 • SEPTEMBRIE 1964

UZINELE
STEAGUL ROŞU
BRAŞOV

produc

autocamioane de 3 şi 5 t.

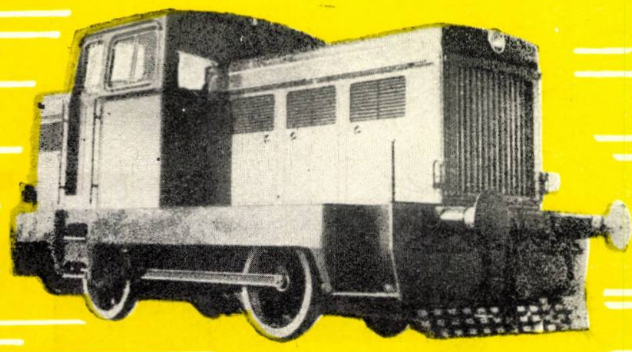
E 3279

R

Material rulant

Automotoare de mare viteză și capacitate

Locomotive de manevră pentru cale normală

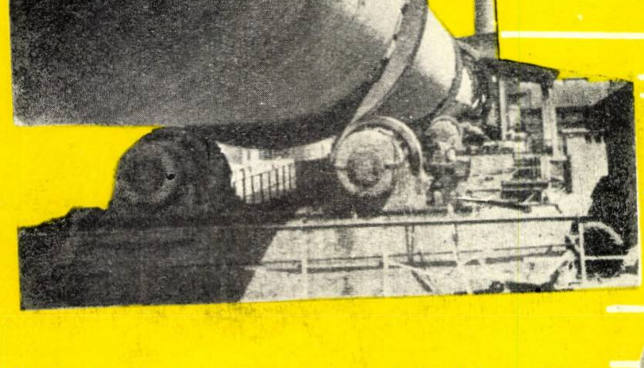


UZINELE 23 AUGUST

Vagoane-cisternă, de mare capacitate

Vagoane speciale pentru siderurgie

Frîne cu aer comprimat pentru material rulant



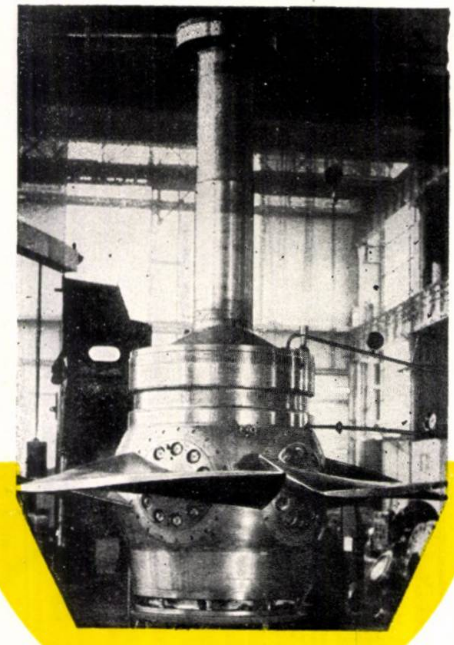
Agregate și aparataje pentru industria chimică

Agregate și utilaje pentru industria siderurgică

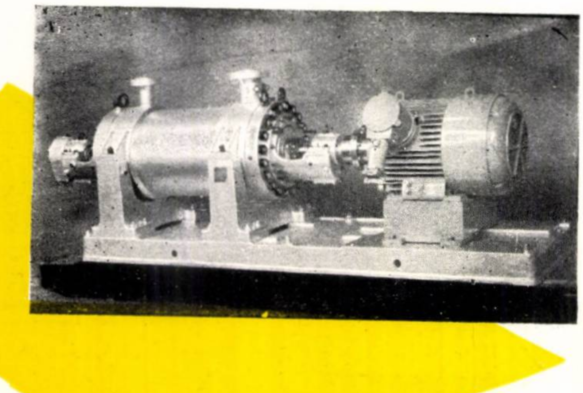
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP

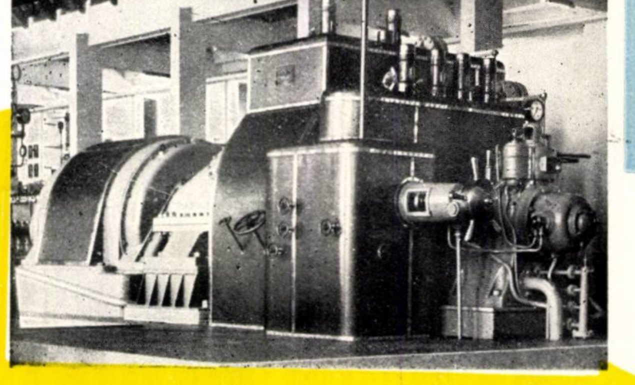
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DE



- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - — cu condensație
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm^3/h — 3 m col.apă
  - — 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE** • **HIDROGENERATOARE** • **MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**



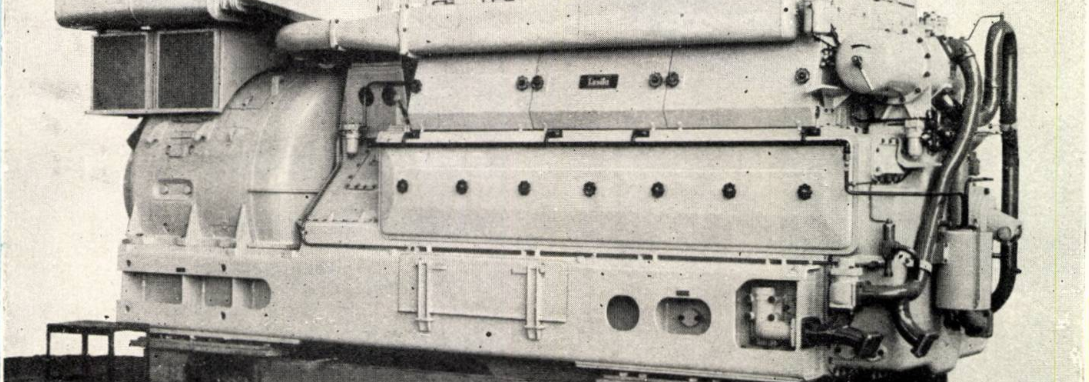


CONSTRUCTII DE MASINI

UCM Resita

MOTOR DIESEL

de 2300 CP şi 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2100 CP



3279

CARBOCHIM
CLUJ

PRODUSE ABRAZIVE

- ELECTROCORINDON
- CARBURĂ DE SILICIU
- PIETRE DE POLIZOR
- ABRAZIVI PE SUPORT

PRODUSE CĂRBUNOASE

- ELECTROZI SIDERURGICI
- ELECTROZI DE BATERII
- ELECTROZI DE CRĂIȚUIRE
- PASTĂ DE ELECTROZI

CARBOCHIM

UZINA Vulcan EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

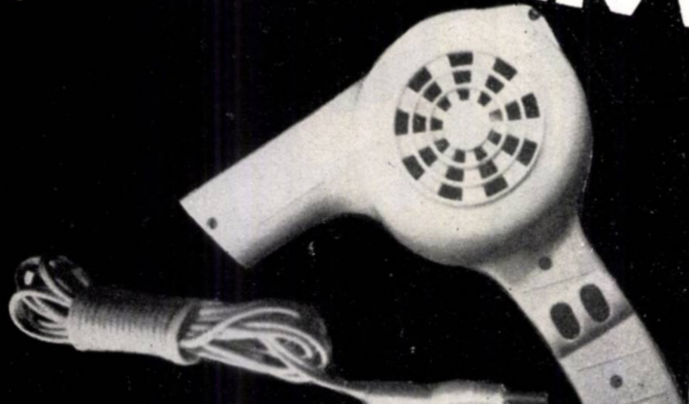
DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

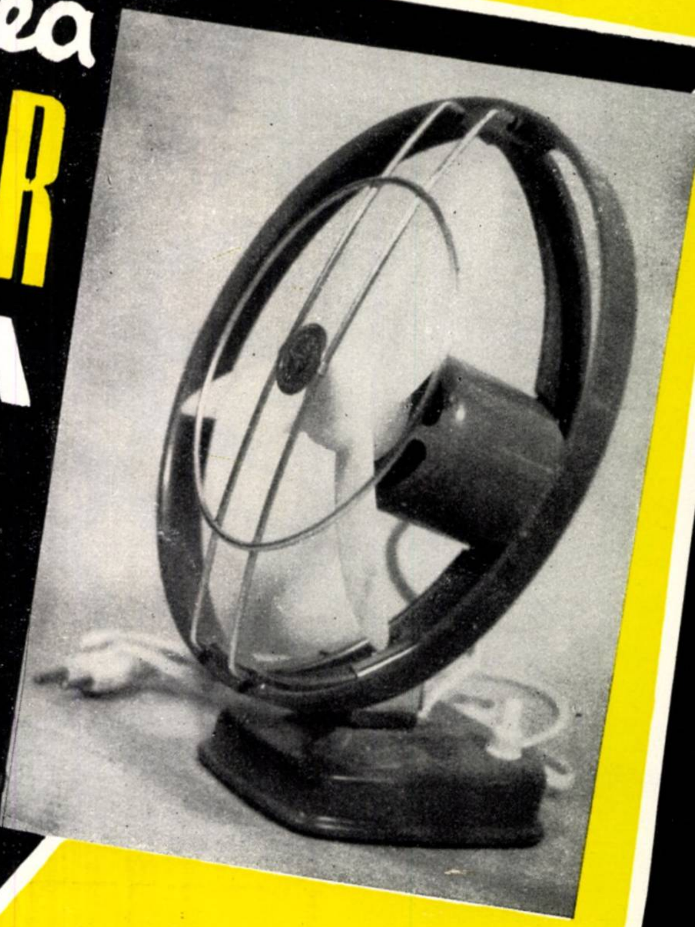
UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

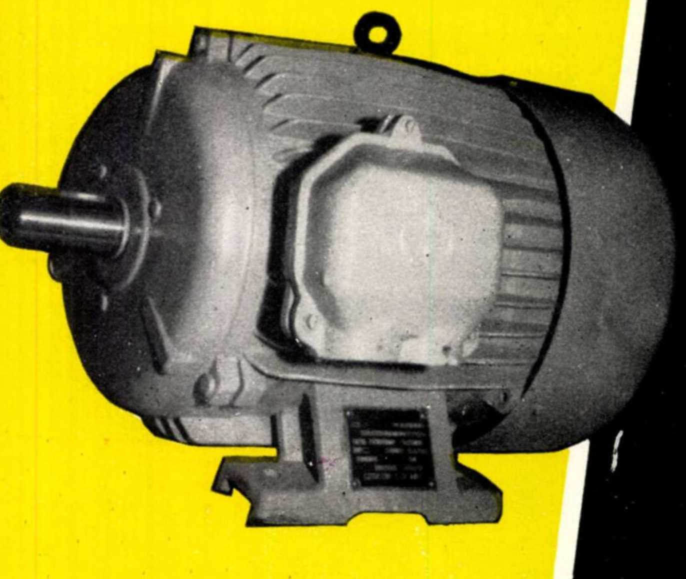
Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"
str. Gabriel Peri nr. 2, București

Întreprinderea ELECTROMOTOR ȚIMIȘOARA







Execută:

- motoare electrice asincrone trifazate, cu rotorul în scurtcircuit, protecție IP 44, de 4—30 kW
- aspiratoare de praf tip „Record"
- uscătoare de păr tip „Zefir"
- ventilatoare de masă

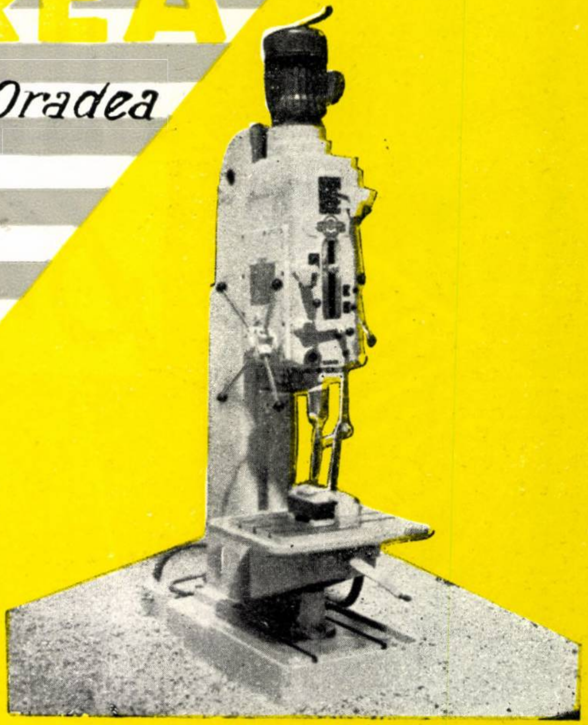
ÎNFRĂȚIREA

Uzina de mașini-unelte Oradea

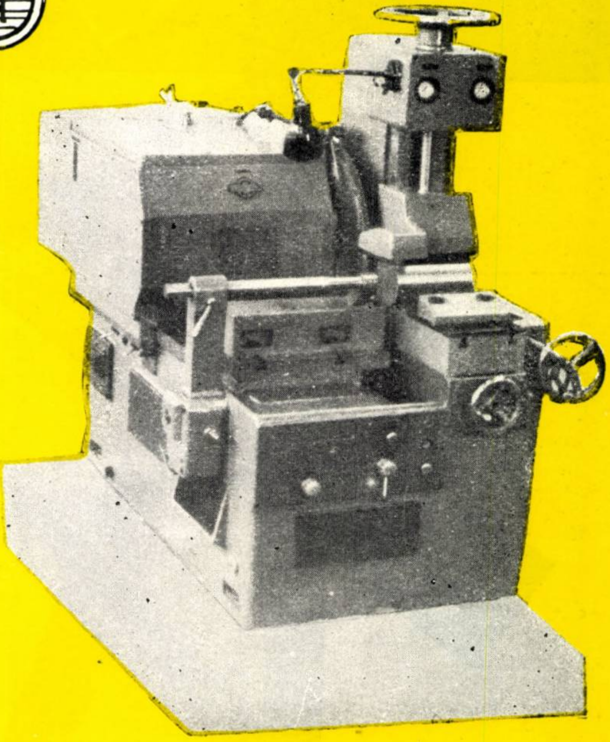
produce

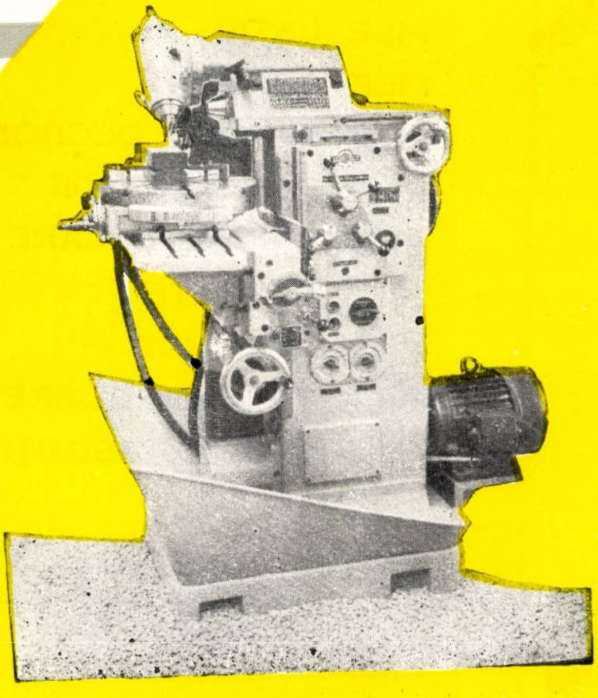
MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

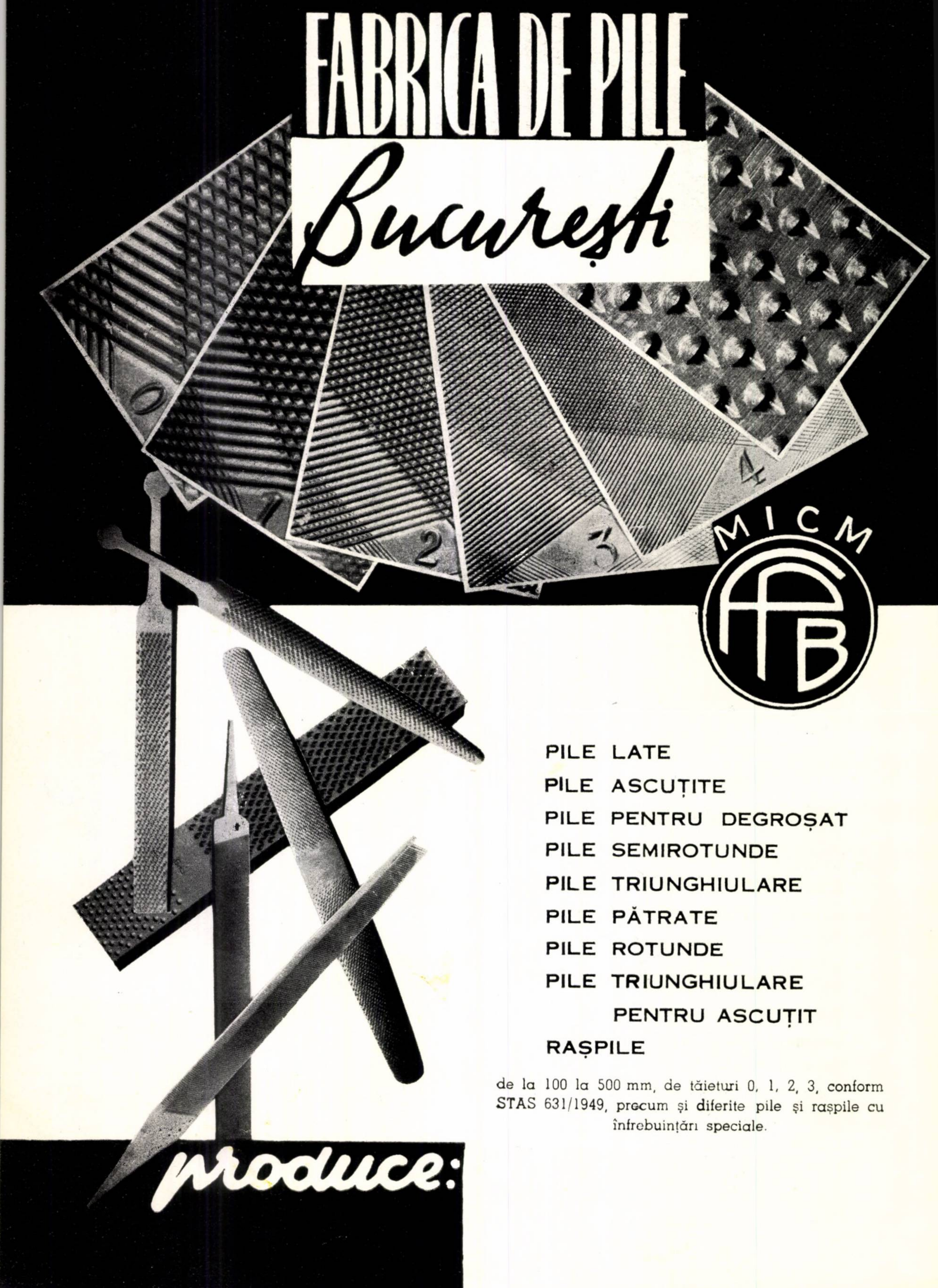
- **Raboteze de 425 și 700 mm**
- **Mașini de găurit 416, 425, 640**
- **Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t**
- **Freze universale pentru sculărie**
- **Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm**
- **Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg**



ÎNFRĂȚIREA





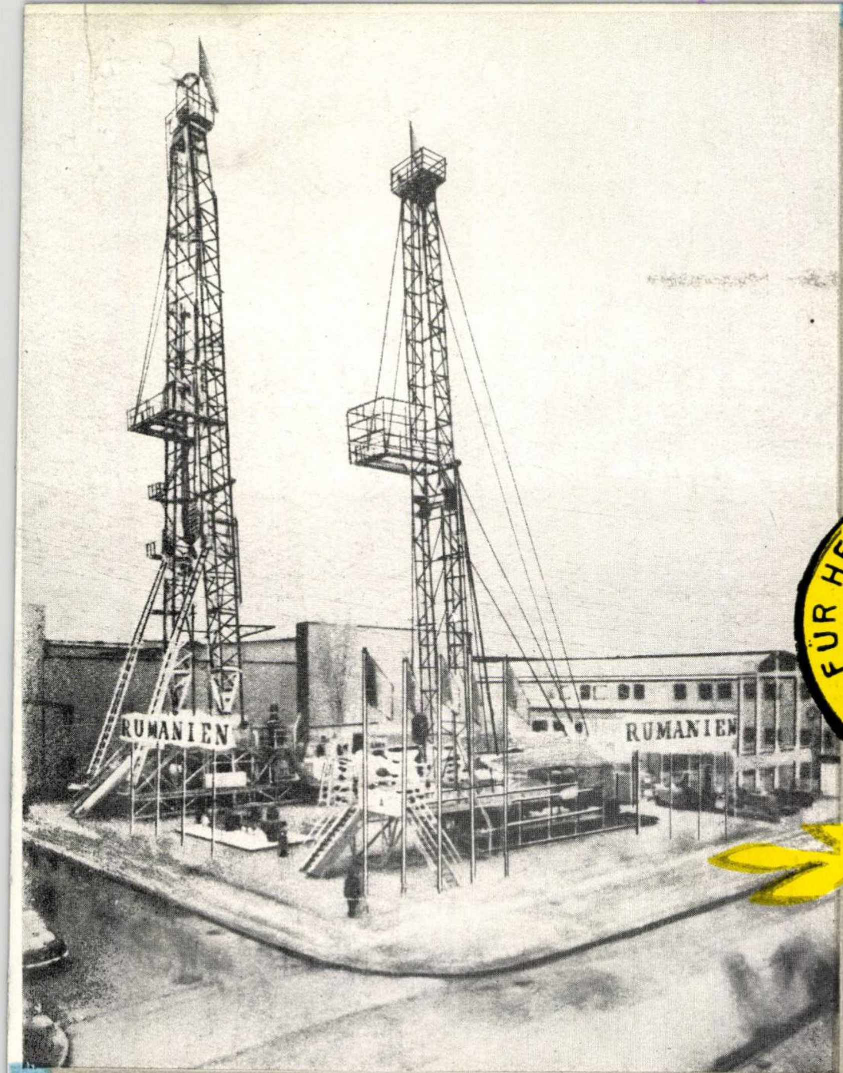


FABRICA DE PILE
București

produce:

PILE LATE
PILE ASCUȚITE
PILE PENTRU DEGROȘAT
PILE SEMIROTUNDE
PILE TRIUNGHIULARE
PILE PĂTRATE
PILE ROTUNDE
PILE TRIUNGHIULARE
PENTRU ASCUȚIT
RAȘPILE

de la 100 la 500 mm, de tăieturi 0, 1, 2, 3, conform STAS 631/1949, precum și diferite pile și rașpile cu întrebuințări speciale.

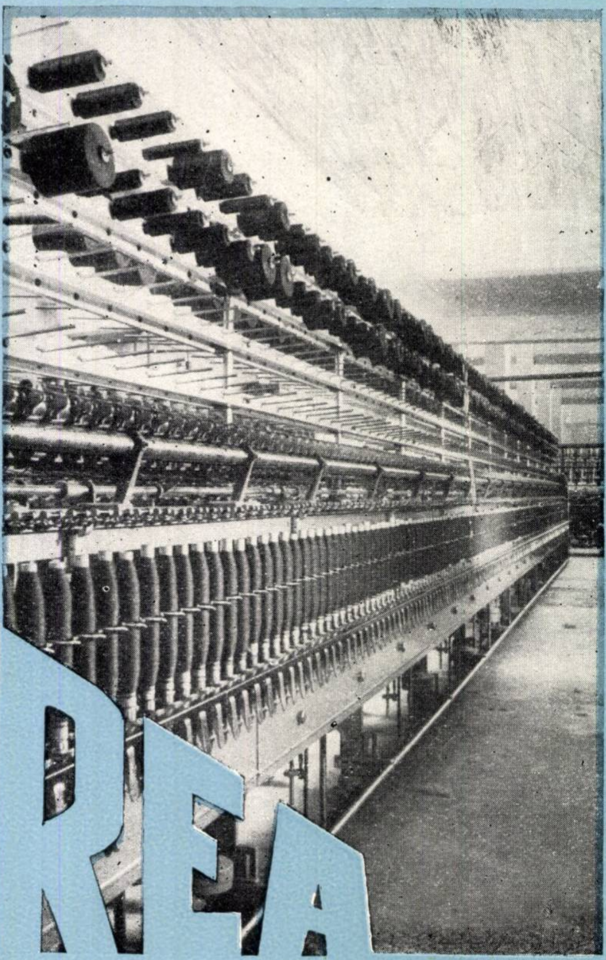


„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1



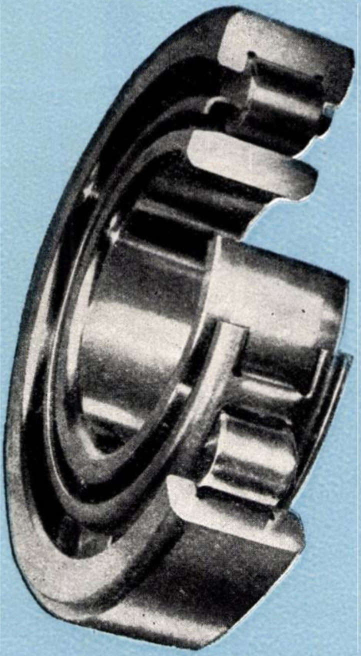
UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2–3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru răsboaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat, tip FI
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

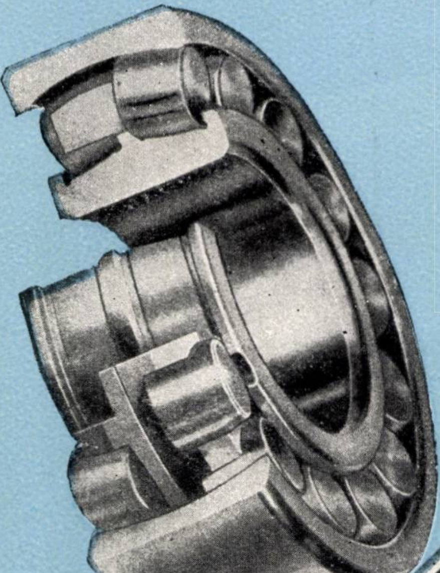
FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

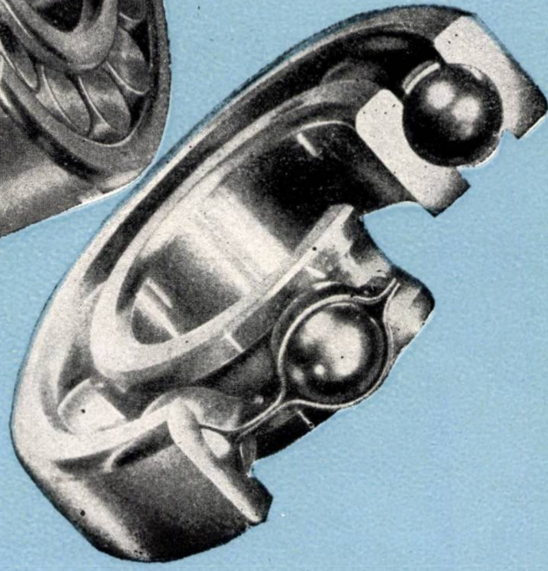


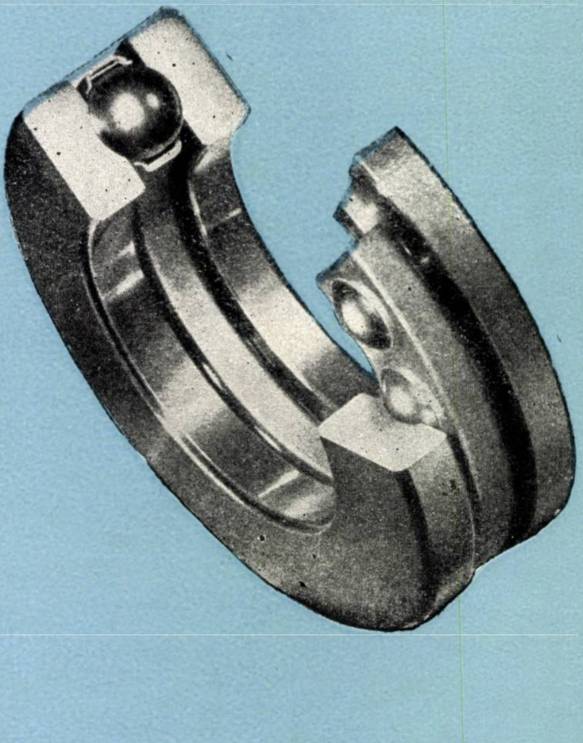
Înzestrată cu maşini specializate de mare productivitate şi precizie, cu laboratoare modern utilate şi cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**



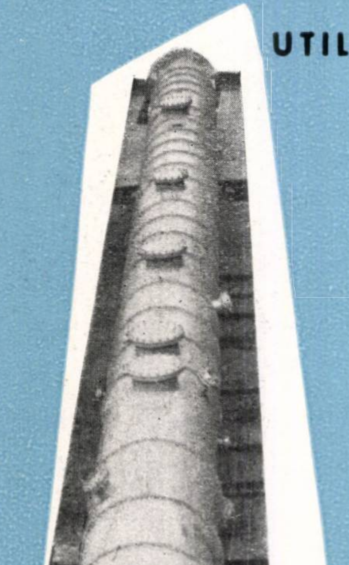




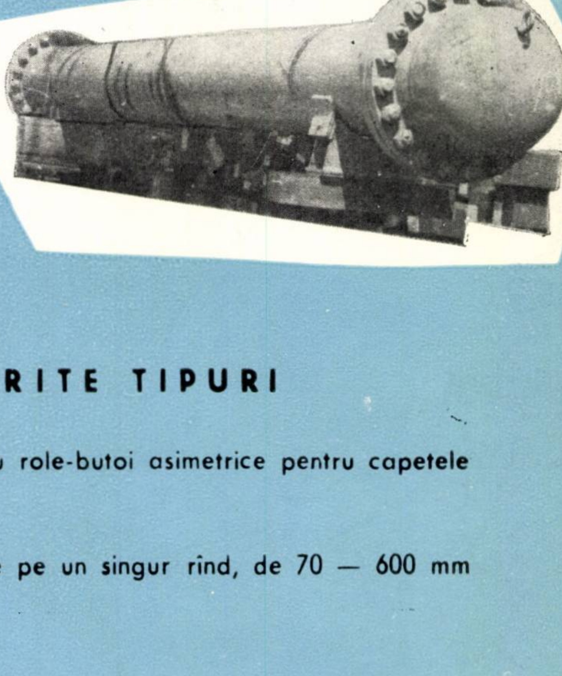
UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII



- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- reactoare
- evaporatoare
- coloane de rectificare



RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

Uzina TRACTORUL BRAȘOV

UNIVERSAL 650
UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

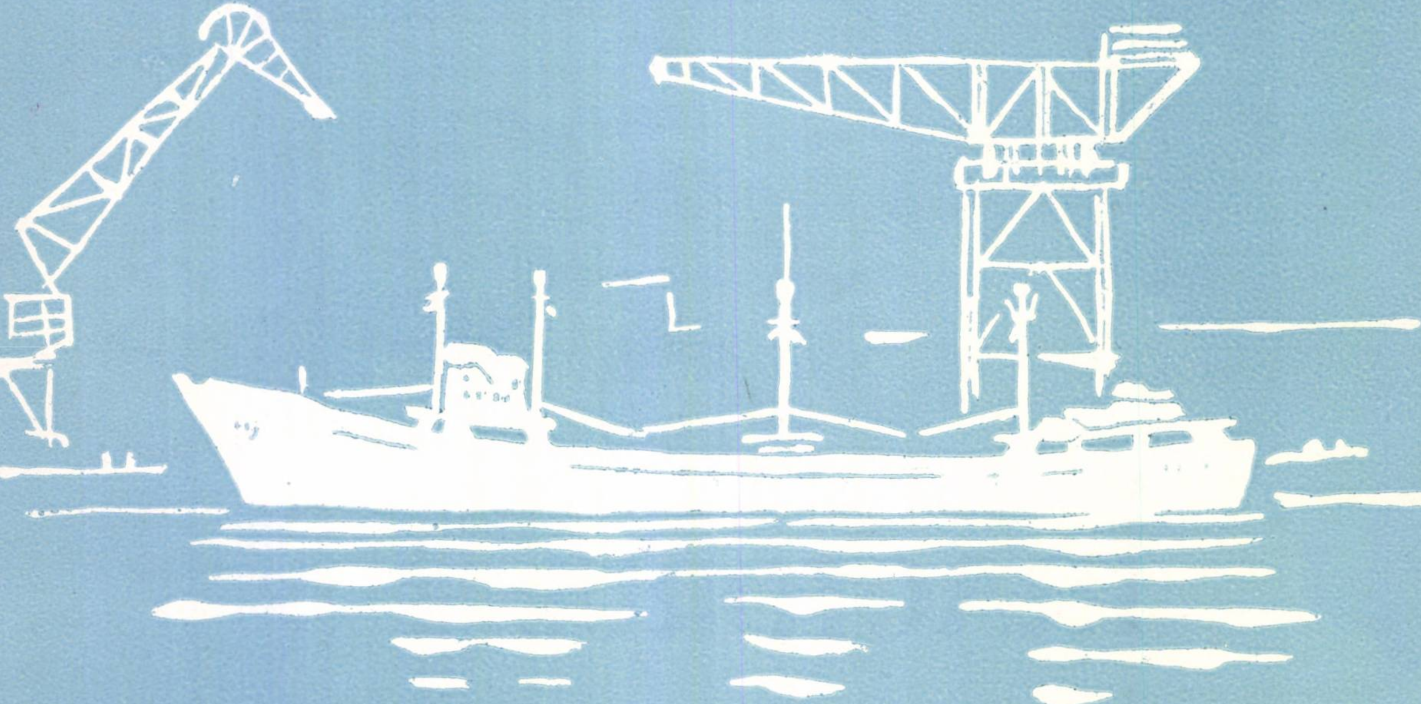
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională



ŞANTIERUL NAVAL Galaţi

produce:

Cargouri de 3250/4500 tdw

Motonave de 2000t

Uzina de utilaj greu

PROGRESUL

BRAILA

EXCAVATOR E 0,3

PRODUCE:

- Excavatoare pe pneuri
- Rulouri pe valțuri sau pneuri, statice sau vibratoare
- Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrișetoare, greble, trolii
- Utilaj chimic și petrolier
- Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valțuri
- Mori cu masă rotativă sau bile
- Linii ceramice
- Linii de argilă expandată
- Prese pentru cărămizi și țigle
- Vagoane siderurgice
- Melanjoare
- Cilindri și caje
- Mașini de sfărîmat și brichetat așchii
- Foarfece de tăiat țagle și platine
- Linii de aglomerare
- Mașini de extracție
- Prese mecanice pentru matrițat, ștanțat, debavurat și ambutisat
- Osii montate pentru vagoane de cale ferată.

Rulou compactor pe pneuri CP10

CONCASOR MOBIL PE PNEURI CU TRIOR C.M. 6

DIN SPECIALITĂȚILE UZINEI:

- Arbore cotit cu fibraj continuu pentru motorul 2100 CP al locomotivei Diesel electrice
- Piese forjate de 20 — 25 — 28 t, din lingouri pînă la 40 t
- Axe cotite forjate cu fibraj continuu
- Reductoare de mare putere, probate și rodate
- Oțeluri refractare cu Ni pînă la 14% și Cr pînă la 26%, turnate în piese
- Oțeluri manganoase cu 10 — 14% Mn și 0,9 — 1,4% C, turnate în piese

UZINA RULMENTUL BRAȘOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE

pentru:

mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

864708—864720
942/17—942/35
943 17—943 50
4074105—4074120

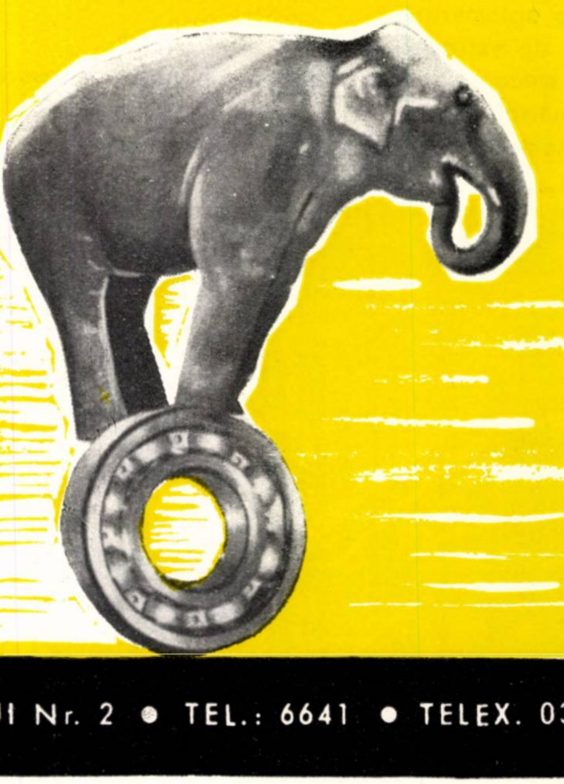
RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

704702, 804701
704903, 804704
704904, 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUA RÎNDURI

3182118 — 3182122

STR. PODULUI Nr. 2 ● TEL.: 6641 ● TELEX. 0345



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, SEPTEMBRIE 1964, Nr. 9

CUPRINS

CONSTRUCȚIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

TOFAN, M.: Hidrodinamica adimensională a suprafețelor de alunecare plane 467

TODICESCU, A.; O relație experimentală pentru aprecierea temperaturii gazelor reziduale la motoarele cu autoaprindere în patru timpi 478

ŽIŽKA, J.: Studiul experimental al cinematicii distribuției cu supape inversate, cu comandă superioară 481

CÎRDU, M.: Reductor de turație pentru turbina cu abur de 1 000 kW 489

TEHNOLOGIE

IANU, A.: Folosirea fontelor aliate și a fontei cu grafit nodular în construcția autocamioanelor romînești 496

SGRUMALA, M., CIUCĂ, C. și MARINESCU, A.: Indreptarea la cald a deformațiilor corpului navei. Influența încălzirii asupra proprietăților oțelului 09 G 2 501

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

POPESCU, G.: Calculul sarcinii axiale echivalente a rulmentului principal al capului hidraulic pentru foraj 508

PAVEL, A.: Calculul lățimii minime a garniturilor plate 510

SCÎNTEIE, ȘT.: Contribuții la sporirea eficienței controlului defectoscopic prin metoda pulberilor magnetice 513

DOCUMENTARE 519
RECENZII 523
CRONICA 525
REVISTA REVISTELOR 525

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. P. R.
și conf. ing. M. SOARE
Redactor: Ing. E. PETRESCU

CZ 621.81.001.13 : 621 – 71 : 621.891

Tofan, M. : **Hidrodinamica adimensională a suprafeţelor de alunecare plane.**

Se prezintă metodica aplicării teoriei lubrificaţiei la calculul lagărelor turbosuflantelor.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 467 – 477

CZ 621.432.3.016

Todicescu, A. : **O relaţie experimentală pentru aprecierea temperaturii gazelor reziduale la motoarele cu autoaprindere în patru timpi.**

Se stabileşte o relaţie experimentală pentru determinarea temperaturii gazelor arse reziduale la motorul cu aprindere prin compresiune în patru timpi.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 478 – 480

CZ 621.43 – 335.016.7

Žižka, J. : **Studiul experimental al cinematicii distribuţiei cu supape inversate, cu comandă superioară.**

Se analizează rezultatele obţinute în cadrul experienţelor pentru determinarea cinematicii reale a distribuţiei cu supape inversate, cu comandă superioară.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 481 – 489

CZ 621.165 – 585.12

Cîrdu, M. : **Reductor de turaţie pentru turbina cu abur de 1 000 kW.**

Se prezintă aspectele specifice de calcul, construcţie şi montaj ale reductorului turbinei de 1 000 kW construită de U.C.M.-Reşiţa.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 489 – 495

CZ 669.15 – 196 : 669.131.682 : 629.114.4

Ianu, A. : **Folosirea fontelor aliate şi a fontei cu grafit nodular în construcţia autocamioanelor romîneşti.**

Se analizează problemele fabricării unor piese din fonte speciale pentru motorul SR-211.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 496 – 500

CZ 629.12.011 : 621.791.011 : 621.785 : 669.14.018.293

Sgrumala, M., Ciucă, C. şi *Marinescu, A.* : **Indreptarea la cald a deformaţiilor corpului navei. Influenţa încălzirii asupra proprietăţilor oţelului 09 G 2.**

Se propune aplicarea metodei de încălzire liniară a învelişului în dreptul osaturii la îndreptarea deformaţilor corpului navelor din oţel 09 G 2.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 501 – 508

CZ 622.24.051.5 : 621.828.8.001.24

Popescu, G. : **Calculul sarcinii axiale echivalente a rulmentului principal al capului hidraulic pentru foraj.**

Se propune o metodă grafică pentru determinarea sarcinii axiale echivalente necesare dimensionării rulmentului principal al capului hidraulic.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 508 – 510

CZ 621.64 – 762.42.001.24

Pavel, A. : **Calculul lăţimii minime a garniturilor plate**

Se prezintă o metodă de calcul al lăţimii minime a garniturilor în funcţie de condiţia neexpulzării.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 510 – 513

CZ 621.81.004.64 : 620.179.141

Scînteie, Şt. : **Contribuţii la sporirea eficienţei controlului defectoscopic prin metoda pulberilor magnetice.**

Se evidenţiază unele prescripţii în legătură cu metodele de încercare şi utilizare a pulberilor magnetice folosite pentru defectoscopie.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 513 – 518

DIN NUMĂRUL VIITOR

BESCHIA, R. : **Incercări pentru determinarea randamentului mecanismelor cu came pe cale grafică.**

ACHIŢEI, C. : **Asamblarea conică cu dublu blocaj la prăjinile pătrate laminate de 5 1/4 inci.**

NICOARĂ, E. : **O metodă de calcul la stabilitate a stîlpului încastrat la o extremitate şi cu reazem elastic oarecare la cealaltă extremitate.**

AMUZA, R. : **Funcţionarea şi calculul sincronizatoarelor folosite în cutiile de viteze ale automobilelor romîneşti.**

SOŞEA, I. : **Sudarea cap la cap a profilelor cu bulb.**

NAGY, L., TERŢAN, A., SZILAGYI, M. şi VODĂ, T. : **Studiul conductibilităţii termice a unor piese sinterizate pe bază de fier.**

ДК 621.81.001.13 : 621 – 71 : 621.891

Тофан, М.: **Безразмерная гидродинамика плоских поверхностей скольжения.**

Рассматривается метод применения теории смазки при расчете подшипников турбовоздуходувок.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 467 – 477

ДК 621.432.3.016

Тодическу, А.: **Экспериментальная формула для оценки температуры остаточного газа на 4-тактных двигателях с самовоспламенением.**

Устанавливается экспериментальное выражение для определения температуры остаточных выхлопных газов в 4-тактном двигателе с компрессионным зажиганием.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 478 – 480

ДК 621.43 – 335.016.7

Зизка, Ж.: **Экспериментальное исследование кинематики распределения с обратными клапанами, с верхним управлением.**

Анализируются результаты полученные при проведении опытов по определению фактической кинематики распределения с обратными клапанами, с верхним управлением.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 481 – 489

ДК 621.165 – 585.12

Кырду, М.: **Редуктор скорости вращения для паровой турбины на 1 000 квт.**

Рассматриваются особенности расчета, конструкции и монтажа редуктора турбины на 1 000 квт, изготовленного машиностроительным заводом в Решице.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 489 – 495

ДК 669.15 – 196 : 669.131.682 : 629.114.4

Яну, А.: **Использование легированных чугунов и чугуна с нодулярным графитом в конструкциях румынских грузовиков.**

Анализируются вопросы изготовления ряда деталей из специальных марок чугуна для двигателя SR 211.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 496 – 500

ДК 629.12.011 : 621.791.011 : 621.785 : 669.14.018.293

Сгрумала, М., Чукэ, К. и *Маринеску, А.*: **Горячая правка деформаций корпуса судна. Влияние нагрева на свойство стали 09Г2.**

Предлагается применение метода линейного подогрева покрытия на уровне каркаса при правке деформаций корпуса судна из стали 09Г2.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 501 – 508

ДК 622.24.051.5 : 621.822.8.001.24

Попеску, Г.: **Расчет эквивалентной осевой нагрузки главного подшипника бурильного вертлюга.**

Предлагается графический метод определения эквивалентной осевой нагрузки, необходимый для расчета главного подшипника вертлюга.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 508 – 510

ДК 621.64 – 762.42.001.24

Павел, А.: **Расчет минимальной ширины плоских прокладок.**

Описывается метод расчета минимальной ширины прокладок в зависимости от условия невыталкивания.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 510 – 513

ДК 621.81.004.64 : 620.179.141

Скынтейе, Ш.: **К вопросу повышения эффективности дефектоскопического контроля методом магнитных порошков.**

Рассматривается ряд предписаний в связи с методами испытания и применения магнитных порошков используемых при дефектоскопическом контроле.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 9, стр. 513 – 518

DK 621.81.001.13 : 621 – 71 : 621.891

Tofan, M. : **Adimensionale Hydrodinamik der ebenen Gleitflächen.**

Es wird die Anwendungsweise der Schmierungstheorie bei der Berechnung der Turbogebläselager dargelegt.

Constructia de Maşini 16 (1964) H.9, S. 467 – 477

DK 621.432.3.016

Todicescu, A. : **Eine Versuchsrelation für die Abschätzung der Temperatur der Auspuffgase bei Viertakt-Brennkraftkolbenmaschinen mit Selbstzündung.**

Es wird eine experimentelle Relation für die Bestimmung der Temperatur der Auspuffgase beim Viertakt-Kompressionsmotor mit Selbstzündung festgelegt.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 478 – 480

DK 621.43 – 335.016.7

Zizka, J. : **Experimentelle Untersuchung der Kinematik der Reglung mit Umkehrventilen und Obersteuerung.**

Es werden die Versuchsergebnisse einer Untersuchung der realen Kinematik der Reglung mit Umkehrventilen und Obersteuerung analysiert.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 481 – 489

DK 621.165 – 585.12

Cîrdu, M. : **Stirnradgetriebe für die 1 000-kW-Dampfmaschine.**

Es werden die spezifischen Aspekte der Berechnung, des Baus und der Montage des Stirnradgetriebes der im Maschinenbau-Werk Reşiţa gebauten 1 000-kW-Dampfturbine dargelegt.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 489 – 495

DK 669.15 – 196 : 669.131.682 : 629.114.4

Ianu, A. : **Die Verwendung der legierten Gusseisen und des Graugusses mit sphärischen Graphit beim Bau der rumänischen Lastkraftwagen.**

Es werden die Fertigungsprobleme einiger Sonderguss-Bestandteile für den SR-211-Motor analysiert.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 496 – 500

DK 629.12.011 : 621.791.011 : 621.785 : 669.14.018.293

Sgrumala, M., Ciucă, C. und *Marinescu, A.* : **Warmrichtung von Verformungen am Schiffskörper. Einfluss der Erhitzung auf die Eigenschaften des 09G2-Stahls.**

Die Verfasser schlagen ein Verfahren zur Ausrichtung der Verformungen des Schiffskörpers aus 09G2-Stahl vor, wobei die Verkleidung entlang der Spanten linienförmig erhitzt wird.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 501 – 508

DK 622.24.051.5 : 621.822.8.001.24

Popescu, G. : **Die Berechnung der gleichwertigen Axialbelastung des Hauptkugellagers des hydraulischen Bohrkopfes.**

Es wird ein graphisches Verfahren zur Bestimmung der gleichwertigen Axialbelastung für die Bemessung des Hauptkugellages des hydraulischen Bohrkopfes vorgeschlagen.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 508 – 510

DK 621.64 – 762.42.001.24

Pavel, A. : **Die Berechnung der minimalen Breite der Flachdichtungen.**

Der Verfasser beschreibt ein Berechnungsverfahren für die minimale Breite der Dichtungen im Verhältnis zu den Bedingungen des Nichtausstosses.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 510 – 513

DK 621.81.004.64 : 620 179.141

Scînteie, Şt. : **Beiträge zur Erhöhung der Wirksamkeit der Werkstoffprüfung durch das Magnetpulververfahren.**

Es werden einige Empfehlungen im Zusammenhang mit den Prüfverfahren und der Anwendung des Magnetpulvers bei der Werkstoffprüfung gegeben.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 9, S. 513 – 518

CD 621.81.001.13 : 621–71 : 621.891

Tofan, M. : **L'hydrodynamique sans dimensions des surfaces planes de glissement.**

L'auteur présente l'application de la théorie de la lubrification au calcul des paliers des turbo-soufflantes.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 467–477

CD 621.432.3.016

Todicescu, A. : **Une relation mathématique pour apprécier la température des gaz résiduels dans les moteurs à allumage spontané, à quatre temps.**

On établit une relation mathématique qui sert à déterminer la température des gaz brûlés dans le moteur à allumage par compression, à quatre temps.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 478–480

CD 621.43–335.016.7

Zizka, J. : **Étude expérimentale sur la cinématique de la distribution à l'aide des soupapes inversées, à commande supérieure.**

On analyse les résultats obtenus à la suite des expériences effectuées pour déterminer la cinématique réelle de la distribution à l'aide des soupapes inversées, à commande supérieure.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 481–489

CD 621.165–585.12

Cîrdu, M. : **Engrenage démultiplicateur pour la turbine à vapeur de 1 000 kW.**

On décrit les aspects spécifiques du calcul, de la construction et du montage de l'engrenage démultiplicateur de la turbine de 1 000 kW, réalisée par l'Usine mécanique de Reşiţa.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 489–495

CD 669.15–196 : 669.131.682 : 629.114.4

Ianu, A. : **L'utilisation des fontes alliées et de la fonte au graphite spheroïdal dans la construction des camions-automobiles roumains.**

On expose les problèmes de la fabrication de certaines pièces en fonte spéciale pour le moteur SR-211.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 496–500

CD 629.12.011 : 621.791.011 : 621.785 : 669.14.018.293

Sgrumala, M., Ciucă, C. et *Marinescu, A.* : **Le redressage à chaud des déformations du corps des vaisseaux. L'influence du chauffage sur les propriétés de l'acier 09G2.**

On propose l'application du chauffage linéaire au bordage du navire, au niveau des membrures, pour rectifier les déformations des vaisseaux construits en acier 09G2.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 501–508

CD 622.24.051.5 : 621.822.8.001.24

Popescu, G. : **Le calcul de la charge axiale équivalente du roulement principal de l'émerillon pour forage.**

L'auteur présente une méthode graphique pour établir la charge axiale équivalente nécessaire à la détermination des dimensions du roulement principal de l'émerillon.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 508–510

CD 621.64–762.42.001.24

Pavel, A. : **Le calcul de la plus petite largeur des garnitures plates.**

Une méthode de calcul de la plus petite largeur des garnitures, en fonction de la condition de non-expulsion.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 510–513

CD 621.81.004.64 : 620.179.141

Scînteie, Şt. : **Contributions à l'augmentation de l'efficacité du contrôle défectoscopique par la méthode des poudres magnétiques.**

On souligne l'importance qu'ont certaines recommandations techniques qui se rapportent à l'essai et à l'emploi des poudres magnétiques qui servent au contrôle défectoscopique.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 9, p. 513–518

DC 621.81.001.13 : 621–71 : 621.891

Tofan, M. : **Dimensionless hydrodynamics of sliding surfaces.**

The author presents methods for the applications of the theory of lubricating at the calculation of the turboblower bearings.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 467–477

CD 621.432.3.016

Todicescu, A. : **An experimental relation for estimating the temperature of the burned residual gases at motors with four selfignition units.**

The author establishes an experimental relation for determining the temperature of the burnt residual gases at motors with ignition in four units, through compression.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 478–480

DC 621.43–335.016.7 481–489

Zizka, J. : **An experimental study of the kinematics of the distribution with inversed valves and superior control.**

The author analyses the results obtained during experiments for determining the real kinematics of the distribution with inversed valves and superior control.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 481–489

DC 621.165–585.12

Cîrdu, M. : **Reductor of the number of revolutions for 1 000 kW steam turbines.**

The author presents specific calculus aspects, construction and assemblage of the 1 000 kW turbine built by the Reşiţa Machine Building Works.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 489–495

DC 669.15–196 : 669.131.682 : 629.114.4

Ianu, A. : **The use of allied and high strength cast iron in the construction of Rumanian lorries.**

The author analyses the manufacturing of some spare parts for the SR-211 motor, made of special cast iron.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 496–500

DC 629.12.011 : 621.791.011 : 621.785 : 669.14.018.293

Sgrumala, M., Ciucă, C. and *Marinescu, A.* : **The warm straightening of the deformities of the ship hull. The influence of heating on the characteristics of 09G2 steel.**

The authors propose the use of the method of the straight heating of the cover in front of the frame for redressing the deformities of the ship bodies made of 09G2 steel.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 501–508

DC 622.24.051.5 : 621.822.8.001.24

Popescu, G. : **The calculus of the equivalent axial loads of the main ball bearings of the hydraulic head for drilling.**

The author suggests a graphical method for establishing the equivalent axial loads required for the dimensioning of the ball bearing of the main hydraulic head.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 508–510

DC 621.64–762.42.001.24

Pavel, A. : **The calculus of the minimum width of gaskets.**

The author presents a method of calculating the minimum width of gaskets in the condition of non-expulsion.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 510–513

DC 621.81.004.64 : 620.179.141

Scînteie, Şt. : **Contribution to the increase of efficiency of the fault detector control by the method of magnetic powders.**

The author gives some directions for the testing and utilisation of magnetic powders used for fault detection.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 9, p. 513–518

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, SEPTEMBRIE 1964, Nr. 9

Construcție – Cercetare – Încercări

CZ 621.81.001.13 : 621–71 : 621.891

Hidrodinamica adimensională a suprafețelor de alunecare plane

Ing. MIHAI C. TOFAN

Stadiul actual al dezvoltării tehnicii a implicat în mod firesc încadrarea cineticii organelor de mașini în tendința de ridicare a tuturor parametrilor funcționali.

Consecința directă a creșterii vitezelor relative este reducerea dimensională a organelor. Pentru ca aceasta să fie însoțită de un aspect economic pozitiv este necesar ca:

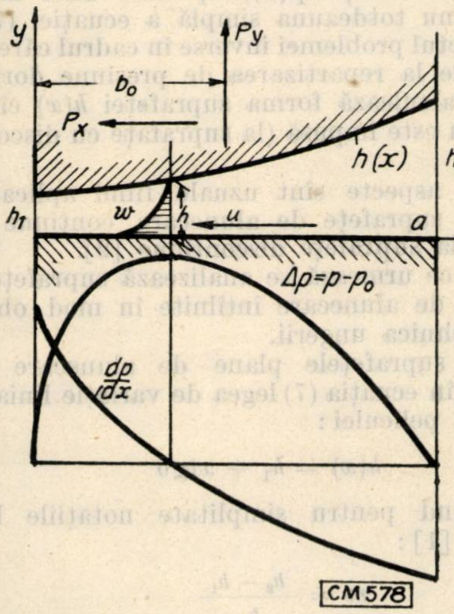


Fig. 1

— să se proiecteze judicios forma în scopul utilizării raționale a materialului și satisfacerii optime a condițiilor de prelucrare și funcționare;

— să se elaboreze materiale cu calități superioare de rezistență la oboseală și uzură;

— să se proiecteze rațional suprafețele conjugate de frecare și sistemele adecvate de ungere;

— să se supună unei analize atente fenomenele periodice, a căror creștere liniară a frecvenței este însoțită de o creștere parabolică a accelerațiilor;

— să se automatizeze și să se sporească sensibilitatea mecanismelor de reglaj pentru urmărirea mai fidelă a proceselor rapide.

În cele ce urmează se va aborda problema studiului suprafețelor de frecare, cu unele soluții pentru regimurile înalte cinetico-dinamice, luate în considerare la uzinele „Hidromecanica" — Brașov, în legătură cu lagărele turbosuflantelor.

Soluțiile evidențiate reprezintă o sinteză sub o formă simplificată a rezultatelor teoriei clasice a lubrificației, urmărind legătura dintre aspectul hidrodinamic pelicular și cel termic.

În principiu, metodele de calcul bazate pe teoria hidrodinamică a ungerii se fundează pe ecuații cunoscute, care decurg din condițiile scurgerii fluidelor vîscoase, din condițiile de echilibru mecano-geometric, cum și din cele referitoare la bilanțul termic aplicate schemei de principiu din figura 1. Se notează cu:

p — presiunea în peliculă;

$\bar{p}$ — presiunea medie (b) $L = \infty$;

p' — presiunea medie reală dacă se ține seamă de lățimea finită L și de repartiția parabolică a presiunii pe lățime: $p' = \frac{2}{3} p$;

τ — efortul unitar tangențial în stratul de ulei;

P — forța portantă a stratului;

F — forța de frecare;

L — lăţimea suprafeţei ;
a — lungimea suprafeţei în direcţia mişcării ;
a_0 — abscisa centrului de presiune ;
h — înălţimea peliculei de ulei ;
u — viteza relativă a suprafeţelor de alunecare ;
V — debitul de ulei din strat (volumetric) ;
ζV — debitul uleiului în sistemul de alimentare ;
η — viscozitatea dinamică a uleiului în strat ;
c — căldura specifică a uleiului ;
$A\xi Fu$ — căldura totală care revine lagărului în unitatea de timp ;
γ — greutatea specifică a uleiului ;
f — coeficientul de frecare ;
ΔT — creşterea de temperatură a uleiului între intrarea şi ieşirea din lagăr.

Ecuaţiile mişcării hidrodinamice duc la relaţiile cunoscute :

$$\tau = \eta \frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}y} \text{ (Newton)}, \tag{1}$$

$$\frac{\mathrm{d}\tau}{\mathrm{d}y} = \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = \eta \frac{\mathrm{d}^2 w}{\mathrm{d}y^2} \text{ (Reynolds plan)}. \tag{2}$$

Prin integrare se obţine :

$$\text{viteza } w = (y - h)\left[\frac{y}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} + \frac{u}{h}\right] \tag{3}$$

şi

$$\text{debitul } V = L\int_0^h w\mathrm{d}y = -\frac{L}{2\eta}\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\frac{h^3}{6} + uh\eta\right)\cdot \tag{4}$$

Echivalent cu un sistem de plăci plane paralele la distanţa h^* în care se consideră o variaţie liniară a vitezei pe înălţimea peliculei :

$$\tau = \eta \frac{u}{h^*}, \tag{5}$$

$$V = -\frac{L h^* - u}{2}\cdot \tag{6}$$

se obţine relaţia comodă a variaţiei presiunii în lungul penei portante :

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = 6\,\eta u \frac{h^* - h}{h^3}. \tag{7}$$

La integrare se ţine seamă de condiţiile limită :

$$p\Big|_{\frac{x}{a}=0} = p\Big|_{\frac{x}{a}=1} = p_0. \tag{8}$$

Ecuaţiile de echilibru mecano-geometrice duc la valorile importante din punct de vedere constructiv :

$$\bar{p} = \frac{1}{a}\int_0^a p\mathrm{d}x, \tag{9}$$

$$\bar{\tau} = \frac{1}{a}\int_0^a \tau\,\mathrm{d}x, \tag{10}$$

$$a_0 = \frac{\int_0^a px\,\mathrm{d}x}{\bar{p}a}, \tag{11}$$

$$P = \bar{p}aL, \tag{12}$$

$$F = \bar{\tau}aL, \tag{13}$$

$$f = \frac{F}{P}\cdot \tag{14}$$

Bilanţul termic al lagărului duce la relaţia :

$$\Delta T = \frac{A}{c\gamma}\frac{\xi}{\zeta}\frac{Fu}{V}, \tag{15}$$

care explicitată în V permite legarea aspectului hidrodinamic de cel termic şi constructiv printr-o relaţie de forma :

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = 6\,\eta u \frac{\frac{2V}{uL} - h}{h^3} = 6\,\eta u \cdot \frac{\frac{2}{L}\frac{A}{c\gamma}\cdot\frac{\xi}{\zeta}\cdot\frac{F}{\Delta T} - h}{h^3}. \tag{16}$$

Metoda de calcul constă în două aspecte :

— problema directă — constructivă — adoptînd forma suprafeţei $h(x)$ şi determinînd legea de distribuţie $p(x)$, fapt care duce la o integrare nu totdeauna simplă a ecuaţiei (7) ;

— aspectul problemei inverse în cadrul căreia, pornind de la repartizarea de presiune dorită $p(x)$, se calculează forma suprafeţei $h(x)$ cînd aceasta nu este impusă (la suprafaţe cu discontinuităţi).

Ambele aspecte sînt uzuale fiind aplicate, primul la suprafeţe de alunecare continue şi al doilea la suprafeţe discontinue [2].

În cele ce urmează se analizează suprafeţele conjugate de alunecare întîlnite în mod obişnuit în tehnica ungerii.

Pentru suprafeţele plane de alunecare se introduce în ecuaţia (7) legea de variaţie liniară a grosimii peliculei :

$$h(x) = h_1 + x\mathrm{tg}\theta$$

şi, adoptînd pentru simplitate notaţiile lui Reynolds [1] :

$$m = \frac{h_2 - h_1}{h_1}, \qquad x_1 = \frac{x}{a}, \tag{17}$$

se obţine :

$$h(x) = a\left(\frac{h_1}{a}\right)(1 + mx_1). \tag{18}$$

Introducînd $h(x)$ în ecuația (7), care pentru ușurință se supune schimbării de variabilă (18) cu consecința diferențială:

$$\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}x_1} = a\left(\frac{h_1}{a}\right)m,$$

apare:

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x_1} = \frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}x_1}\cdot\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}h} = 6\,\eta\,u\,a\,\frac{h^* - h}{h^3}. \tag{7a}$$

Ecuația (7a) reprezintă ecuația de mișcare dezvoltată pe abscisa adimensional independentă x_1 care prin integrare, cu respectarea condițiilor de limită (8), duce la criteriul adimensional K_p de distribuție a presiunii în stratul de ulei format între două suprafețe plane de alunecare:

$$K_p = \frac{(p - p_0)\,a}{\eta\,u}\left(\frac{h_1}{a}\right)^2 = \frac{\Delta p a}{\eta u}\left(\frac{h_1}{a}\right)^2 =$$

$$= 6\,\frac{m x_1 (1 - x_1)}{(m + 2)\,(1 + m x_1)^2}. \tag{19}$$

De asemenea, condițiile de limită determină valoarea înălțimii echivalente:

$$h^* = \frac{2h_1 h_2}{h_1 + h_2} = 2\left(\frac{h_1}{a}\right)\frac{1 + m}{2 + m}\,a.$$

Debitul care circulă în strat este dat de relația:

$$V = Lu\left(\frac{h_1}{a}\right)\frac{1 + m}{2 + m}\,a,$$

ceea ce duce la un criteriu adimensional de debit K_V:

$$K_V = \frac{V}{Lu\left(\frac{h_1}{a}\right)a} = \frac{1 + m}{2 + m}. \tag{20}$$

Introducînd aspectele constructive și termice care caracterizează lagărul în speță conform relației (15), se obține un criteriu adimensional de temperatură K_T:

$$K_T = \frac{A}{c\gamma}\,\frac{\xi}{\zeta}\,\frac{F}{\Delta T\left(\frac{h_1}{a}\right)aL} = \frac{1 + m}{2 + m} = K_V. \tag{21}$$

Din comportarea criteriului de distribuție a presiunii K_p în care mărimea $\frac{a}{\eta u}\left(\frac{h_1}{a}\right)^2$ este independentă la variația abscisei adimensionale x_1 și a cifrei de pantă m, putînd ca atare a fi blocată într-o constantă specifică constructivă $a\left(\frac{h_1}{a}\right)^2$ și funcțională $\frac{1}{\eta u}$, se poate urmări variația presiunii în lungul abscisei.

Se observă astfel că Δp acuză o valoare maximă pentru o valoare:

$$\frac{\mathrm{d}K_p}{\mathrm{d}x_1} = 0 \quad x_{1M} = \frac{1}{m + 2}, \tag{22}$$

care este:

$$K_{pMAX}\Bigg|_{x_{1M}} = \frac{3}{2}\,\frac{(1 - 2x_1)\,x_1}{1 - x_1}. \tag{23}$$

Cea mai mare valoare a presiunii din strat se atinge pentru:

$$\frac{\mathrm{d}K_{pMAX}}{\mathrm{d}x_1} = 0 \quad x_{1MAX\cdot MAX} = 1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \cong 0{,}293$$

$$\text{pentru } m = \sqrt{2},$$

rezultînd:

$$K_{pMAX\cdot MAX} = \frac{3}{2}\,\frac{\sqrt{2}}{(\sqrt{2} + 1)(\sqrt{2} + 2)} \cong 0{,}2575. \tag{24}$$

Variația criteriului de distribuție este redată informativ în figurile 2 și 3 sub forma unor diagrame combinate. S-a introdus valoarea maximă K_{pM} în exprimarea valorii curente pentru simplificarea reprezentării, astfel încît:

$$\frac{K_p}{K_{pM}} = 4\,\frac{x_1(m + 1)(1 - x_1)}{(1 + m x_1)^2}. \tag{25}$$

Valorile importante din punct de vedere constructiv se deduc sub o prezentare adimensională ce decurge din cele menționate.

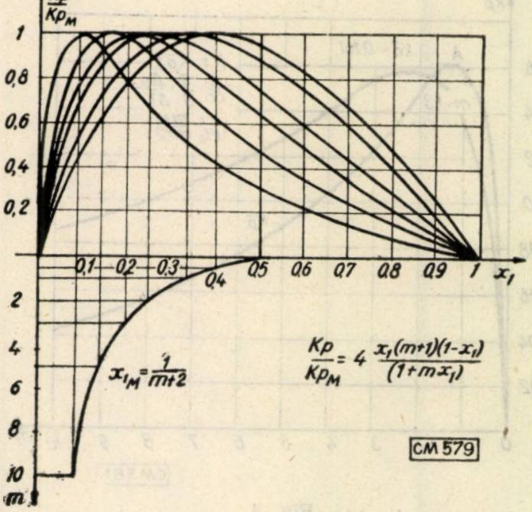


Fig. 2

Astfel, absolut analog cu K_p, se poate deduce un criteriu integral de presiune care exprimă implicit valoarea presiunii medii sau a forței portante care ia naștere în stratul de ulei.

$K_{\Delta\bar{p}}$ rezultă în urma aplicării condiției de echilibru mecanic (9):

$$K_{\Delta\bar{p}} = \frac{\Delta\bar{p}\cdot a}{\eta u}\left(\frac{h_1}{a}\right)^2 = \frac{6}{m^2}\left[\ln(m+1) - \frac{2m}{m+2}\right]. \qquad (26)$$

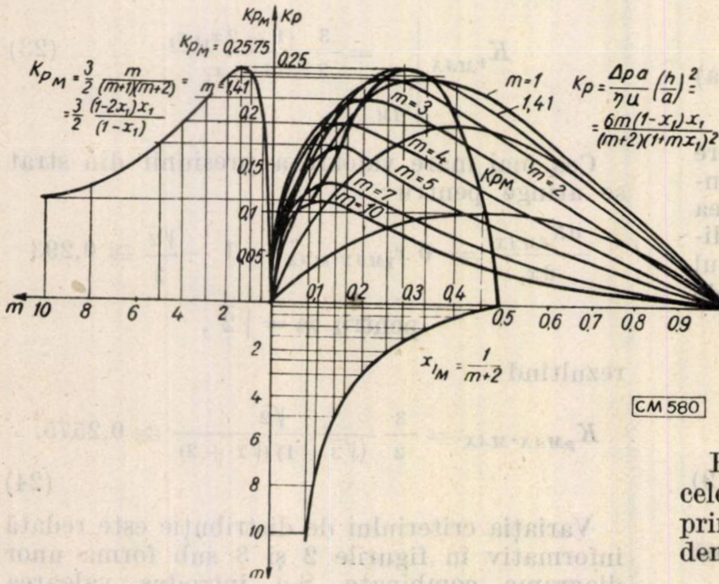


Fig. 3

Înlocuind valoarea presiunii medii prin forța portantă a peliculei se obține:

$$\Delta\bar{p} = \frac{P}{aL}$$

$$K_{\Delta\bar{p}} = K_P = \frac{P}{\eta u L}\left(\frac{h_1}{a}\right)^2 = \frac{6}{m^2}\left[\ln(m+1) - \frac{2m}{m+2}\right]. \qquad (27)$$

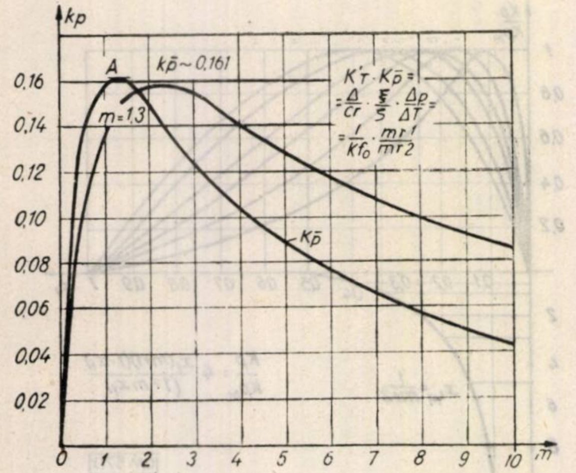


Fig. 4

Variația $K_{\Delta\bar{p}}$ (m) este redată în figura 4, care acuză existența unui strat de portanță maximă în jurul valorii:

$$m = 1{,}3$$

$$K_{\Delta\bar{p}} = 0{,}161, \qquad (28)$$

la stînga valorii $m = 1.41$, pentru care criteriul de distribuție k_p atinge valoarea maxim maximorum (fig. 3).

Pentru analiza distribuției eforturilor tangențiale se pornește de la ecuațiile (1) și (3) care duc la evaluarea cîmpului:

$$\tau = \eta\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}y} = \frac{1}{2}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}(2y - h) + \frac{\eta u}{h} \qquad (29)$$

și prin urmare la variația eforturilor de frecare pe cele două suprafețe de alunecare:

$$\tau_0\Big|_{y=0} = -\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\cdot\frac{h}{2} + \eta\frac{u}{h},$$

$$\tau_h\Big|_{Y=h} = \left[\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\frac{h}{2} + \eta\frac{u}{h}\right]/\cos\theta. \qquad (30)$$

Rezultanta forțelor de frecare care apar între cele două plane și peliculă poate fi exprimată prin doi coeficienți adimensionali care se pot denumi coeficienți de rezistență:

$$F_0 = \int_0^1 \tau_0\, a\, L\, \mathrm{d}x_1,$$

$$F_h = \int_0^1 \tau_h\, aLdx_1. \qquad (31)$$

Din calcul rezultă (în ipoteza $\cos\theta = 1$, valorile lui θ fiind foarte mici):

$$K_{F_0} = \frac{F_0}{\eta u}\left(\frac{h_1}{a}\right) = \frac{4}{m}\ln(m+1) - \frac{6}{m+2},$$

$$K_{F_h} = \frac{F_h}{\eta u}\left(\frac{h_1}{a}\right) = -\frac{2}{m}\ln(m+1) + \frac{6}{m+2}. \qquad (32)$$

Rezistența la alunecare a suprafeței mobile este caracterizată de coeficientul de rezistență K_{F0}, după cum rezultă din schema de principiu din figura 1.

De altfel, o interpretare simplă de ordinul echilibrului mecanic al suprafețelor de alunecare duce la următoarele relații între forțele care apar conform figurii 5.

$$\Sigma X = 0;\ P_{x_h} = F_0 - F_h\cos\theta \sim F_0 - F_h; \qquad (33\ \mathrm{a})$$

$$\Sigma Y = 0;\ P_{y_h} = P - F_h\sin\theta \sim$$

$$\sim P - F_h\, m\left(\frac{h_1}{a}\right) \cong P; \qquad (33\ \mathrm{b})$$

$$\sin\theta \cong \mathrm{tg}\,\theta = m\left(\frac{h_1}{a}\right);$$

$$\Sigma M = 0.$$

Apare prin urmare o legătură geometrică între abscisele centrelor de presiune A_0, A_h, de forma :

$$a_{0h} = a_{00} - h\Big|_{a_{0h}} \operatorname{tg} \varphi$$

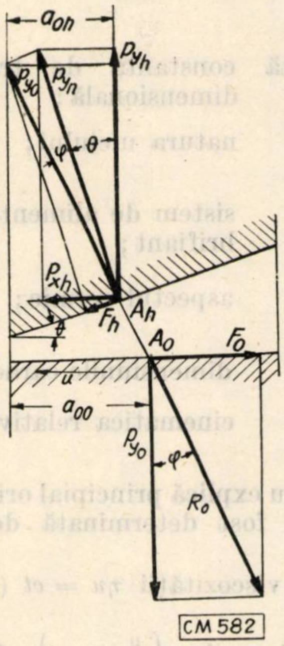


Fig. 5

sau :

$$a_{0h} = a_{00}\, \frac{1 - \dfrac{h_1}{a_{00}} \dfrac{F_0}{P}}{1 + \left(\dfrac{h_1}{a}\right) m \dfrac{F_0}{P}},$$

adică [3] :

$$\frac{a_{0h}}{a_{00}} = \frac{1 - \left(\dfrac{h_1}{a_{00}}\right) f_0}{1 + m \left(\dfrac{h_1}{a}\right) f_0} \tag{33 c}$$

sau aproximînd :

$$\frac{a_{0h}}{a_{00}} \cong 1 - f_0 \left(\frac{h_1}{a}\right)\left(\frac{a}{a_{00}} + m\right). \tag{33 c'}$$

De asemenea, egalitatea rezultantelor R duce la o relaţie simplă între coeficienţii de frecare pe cele două suprafeţe de alunecare [4] :

$$\frac{F_h}{P} \cong \operatorname{tg}\varphi - \operatorname{tg}\theta,$$

$$\frac{F_0}{P} - \frac{F_h}{P} = m \left(\frac{h_1}{a}\right)$$

sau :

$$\frac{f_0}{\left(\dfrac{h_1}{a}\right)} - \frac{f_h}{\left(\dfrac{h_1}{a}\right)} = m. \tag{33 d}$$

Pentru a evalua puterea pierdută prin frecare, se introduce : $N_{fr}^{\mathrm{CP}} = \dfrac{F_0 u}{75}$ în cifra de rezistenţă K_{F_0} care devine :

$$K_{F_0} = \frac{75\, N_{fr}^{\mathrm{CP}}}{\eta\, u^2 L}\left(\frac{h_1}{a}\right) = \frac{2}{m}\left[\, 2 \ln (m + 1) - \frac{3}{m + 2}\right]. \tag{34}$$

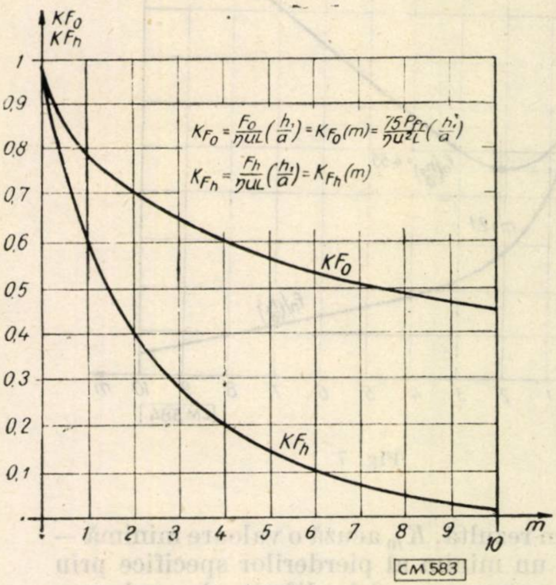


Fig. 6

Valorile K_{F_0}, K_{F_h} sînt prezentate în figura 6. Faptul semnalat prin relaţia de echilibru $\Sigma X = 0$ (33 a) se traduce pe diagramă prin aceea că diferenţa de ordonate a funcţiunilor K_{F_0} şi K_{F_h} reprezintă o cifră adimensională a componentei axiale :

$$K_{P_x} = \frac{P_x}{\eta\, u L}\left(\frac{h_1}{a}\right) = K_{F_0} - K_{F_h} = \frac{6}{m}\left[\ln (m + 1) - \frac{2m}{m + 2}\right] = m\, K_{\Delta p}. \tag{35}$$

Descreşterea coeficienţilor de frecare determinată de creşterea parametrului m nu este semnificativă, căci totodată scade şi capacitatea portantă a peliculei. Pentru o urmărire concludentă apare ca necesară introducerea mărimilor rezistente specifice, de forma celor consacrate în acest sens :

$\left(f = \dfrac{F}{P}\right)$ care duc la coeficienţii de rezistenţă specifică :

$$K_{f0} = \frac{f_0}{\left(\dfrac{h_1}{a}\right)} = \frac{K_{F0}}{K_{\Delta p}},$$

$$K_{f_h} = \frac{f_h}{\left(\dfrac{h_1}{a}\right)} = \frac{K_{F_h}}{K_{\Delta p}}. \tag{36}$$

Ţinînd seamă şi de relaţia (33 d), se redă variaţia coeficienţilor de rezistenţă specifică în figura 7.

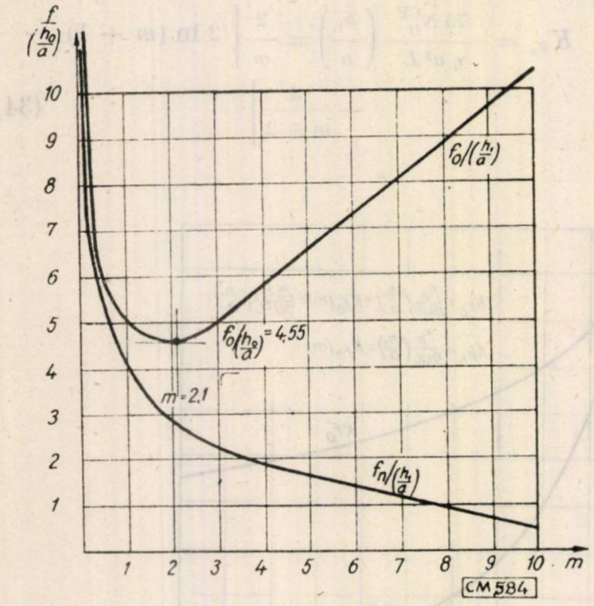


Fig. 7

Aşa cum rezultă, K_{f0} acuză o valoare minimă — anunţînd un minim al pierderilor specifice prin frecare pentru $m = 2{,}1$ diferit de valoarea pentru care se obţine maximul de portanţă al peliculei $m = 1{,}3$.

Din studiul adimensional prezentat pentru suprafeţele de alunecare plane se pot sistematiza o serie de mărimi importante funcţional şi constructiv (tabela 1).

Apare evidentă posibilitatea existenţei unor criterii generale care să realizeze legătura dintre aspectele caracteristice ale suprafeţelor de alunecare: natura uleiului lubrifiant (η, c, γ); dimensiunile caracteristice (a, h_1)*; construcţia sistemului de alimentare (ζ); aspectul termic al solicitării $\left(\frac{\xi}{\Delta T}\right)$ şi cinetica (u).

Se consideră criteriul de temperatură K_T (21) în care se introduce:

$$F_0 = K_F \frac{\eta u L}{\left(\frac{h_1}{a}\right)}$$

obţinîndu-se:

$$K'_T = A \frac{\eta}{c\gamma} \frac{\zeta}{\xi} \frac{1}{a\left(\frac{h_1}{a}\right)^2} u \frac{1}{\Delta T} = \frac{1+m}{2+m} \frac{1}{K_{F0}}. \quad (37)$$

Se observă că prin însăşi natura sa, K_T (fig. 8) stabileşte o legătură criterială între aspectele caracterizante:

$$K'_T = A \frac{\eta}{c\gamma} \cdot \frac{1}{\zeta} \cdot \frac{\xi}{\Delta T} \cdot \frac{1}{a\left(\frac{h_1}{a}\right)^2} u, \quad (37\text{ a})$$

în care:

A	reprezintă	constanta de transformare dimensională;
$\frac{\eta}{c\gamma}$	—	natura uleiului;
$\frac{1}{\zeta}$	—	sistem de alimentare cu lubrifiant;
$\frac{\xi}{\Delta T}$	—	aspectul termic;
$a\left(\frac{h_1}{a}\right)^2$	—	dimensiunile caracteristice;
u	—	cinematica relativă.

Acest criteriu explică principial orientarea generală care a fost determinată de creşterea lui u:

— scăderea viscozităţii $\eta u = ct$ (uleiuri mai fluide);

— mărirea jocurilor $\left(\frac{u}{h_1^2} = ct\right)$, limitată de frecvenţa proprie la care apare pericolul de rezonanţă;

— micşorarea lungimii portante ($au = ct$).

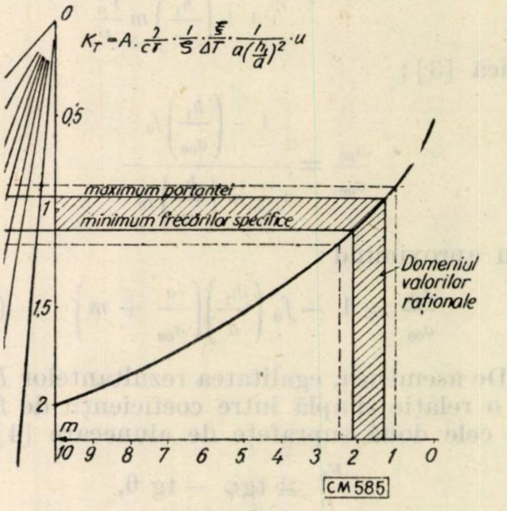


Fig. 8

În mişcare uniformă, fiecărei forţe aplicate îi corespunde o anumită poziţie a suprafeţelor de frecare.

În cazul unor forţe variabile, fenomenul se modifică simţitor.

---

* L nu intervine datorită ipotezei unei scurgeri plane cu $L = \infty$; efectele lungimii au fost cuprinse prin distribuţia parabolică, în sens axial, a presiunii.

Tabela 1

Natura	Denumire şi simbol	Funcţia de m şi definiţia
Hidrodinamică	Criteriul presiunii medii, $K_{\Delta\overline{p}}$	$\frac{\Delta\overline{p}a}{\eta u}\left(\frac{h_1}{a}\right)^2=\frac{6}{m^2}\left[\ln(m+1)-\frac{2m}{m+2}\right]$
	Coeficient de încărcare, K_{P_y}	$\frac{Py}{\eta uL}\left(\frac{h_1}{a}\right)^2\sim\frac{6}{m^2}\left[\ln(m+1)-\frac{2m}{m+2}\right]$
	Coeficient de încărcare axială, K_{P_x}	$\frac{Px}{\eta uL}\left(\frac{h_1}{a}\right)\sim\frac{K_{\Delta\overline{p}}}{m}$
	Coeficient de rezistenţă zero, K_{F_0}	$\frac{F_0}{\eta uL}\left(\frac{h_1}{a}\right)=\frac{4}{m}\left[\ln(m+1)-\frac{3m}{2(m+2)}\right]$
	Coeficient de rezistenţă h, K_{F_h}	$\frac{Fh}{\eta uL}\left(\frac{h_1}{a}\right)=-\frac{2}{m}\left[\ln(m+1)-\frac{3m}{m+2}\right]$
	Coeficient de rezistenţă specifică zero, K_{f_0}	$\frac{f_0}{\left(\frac{h_1}{a}\right)}=\frac{K_{F_0}}{K_{\Delta\overline{p}}}$
	Coeficient de rezistenţă specifică h, K_{f_h}	$\frac{fh}{\left(\frac{h_1}{a}\right)}=\frac{K_{Fh}}{K_{\Delta\overline{p}}}$
Termică	Criteriu de debit, K_V	$\frac{V}{aLu\left(\frac{h_1}{a}\right)}=\frac{1+m}{2+m}$
	Criteriu de temperatură, K_T	$\frac{A}{c\gamma}\cdot\frac{\xi}{\zeta}\cdot\frac{F_0}{\Delta T}\,\frac{1}{aL\left(\frac{h_1}{a}\right)}=\frac{1+m}{2+m}$

Pentru stabilirea pulsaţiei proprii a schemei simple ($\theta = ct$) se poate nota rigiditatea (fig. 9):

$$C = \frac{P}{f} = \frac{P}{h_{min}},$$

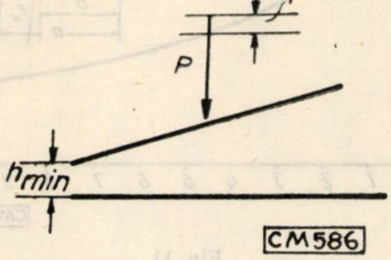


Fig. 9

sau:

$$C = \frac{dP}{dh} = \frac{P}{h_{min}}.$$

Dacă se ţine seamă de masa care acţionează $\left(m = \frac{P}{g}\right)$, rezultă:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{C}{m}} = \sqrt{\frac{g}{h_{min}}}.$$

Limitele impuse jocului maxim şi deci vitezelor relative maxime se bazează pe proporţionalitatea inversă dintre ω_{cr} şi $\sqrt{h_{min}}$.

Apare ca naturală deci introducerea suprafeţelor intermediare de frecare în regiunile de înalt nivel dinamic, a căror participare la mişcare, prin intermediul forţelor de frecare hidrodinamică, contribuie la reducerea mişcărilor relative.

Combinînd între ele cele 9 criterii din tabela 1 apar următoarele criterii derivate, interesante şi semnificative:

$$K_{\Delta\overline{p}}\,K'_T = \frac{A}{c\gamma}\,\frac{\xi}{\zeta\Delta T}\,\Delta\overline{p} = \frac{K_{\Delta\overline{p}}}{K_{F_0}}\cdot\frac{m+1}{m+2}, \quad (38)$$

care duc imediat la o formă elegantă :

$$K_T = \frac{A}{c\gamma}\frac{\xi}{\zeta\,\Delta T}\cdot\frac{f_0\,\Delta\bar{p}}{\left(\frac{h_1}{a}\right)} = \frac{m+1}{m+2}, \tag{39}$$

$$\frac{K'_T}{K^2_{F_0}} = \frac{A\eta}{c\gamma}\frac{\xi}{\zeta\,\Delta\,T}\frac{u}{af_0^2} = \frac{m+1}{m+2}\frac{1}{K_{F_0}}\left(\frac{K_{\Delta\bar{p}}}{K_{F_0}}\right)^2\cdot \tag{40}$$

Ipotezele simplificatoare ale raționamentului parcurs permit formularea unor invarianți care au valori constante pentru un anumit sistem de suprafețe conjugate :

$$m,\ c,\ \gamma,\ \xi,\ \zeta,\ \Delta T,\ a,\ h,$$

$$\frac{\eta u}{af_0^2} = ct, \tag{41}$$

$$\frac{f_0\,\Delta\bar{p}}{\left(\frac{h_1}{a}\right)} = ct\,, \tag{42}$$

pe lîngă criteriile simple care în tabela 1 sînt exprimate ca funcțiuni de m și care pentru $m = ct$ (construcții similare) iau o valoare precis determinată — invariantă.

Îmbinarea aspectului termic cu cel hidrodinamic constituie o condiție în plus la alegerea rațională a mărimilor constructive principale, așa cum va fi ilustrat în următoarele diagrame de calcul.

Fenomenul în complexitatea sa acuză : viscozitatea ca funcție de temperatură ; creșterea de temperatură ca funcție de joc ; lungimea finită a suprafețelor de alunecare pe direcția normală la mișcare.

Aceste aspecte care caracterizează fenomenul de lubrificație real au o pondere neînsemnată contribuind insensibil la obținerea unor relații de calcul corecte.

Se atrage atenția asupra faptului că raționamentele de calcul sînt mult simplificate prin introducerea coeficientului de încărcare mecanotermică :

$$C_{MT} = \frac{A}{c\gamma}\cdot\frac{\xi}{\zeta}\frac{\Delta\bar{p}}{\cdot\Delta T}, \tag{38 a}$$

care permite determinarea valorii $\Delta\bar{p}$ cînd se cunoaște sau se impune ΔT.

Cu siguranță că valoarea ΔT, care reprezintă creșterea de temperatură în stratul de ulei în sens axial $(t_e - t_i)$, s-ar putea prescrie experimental ca o funcție de joc.

În cazuri practice însă, $\Delta T = 10 - 25$°C, ceea ce duce la valorile $\Delta\bar{p}$ redate în figura 10.

Depășirea acestor valori este desigur îngrădită de scăderea sensibilă a viscozității, cum și de necesitatea introducerii unui răcitor și a unei pompe de alimentare prea mari.

Urmărind schema din figura 11, rezultă din echilibrul mecanogeometric al patinei crapodinei :

$$\Sigma M = 0\,;\ P(a - \bar{x}) + F_r\,e = F_N\frac{\bar{b}}{\cos\theta} \sim F_N\bar{b}$$

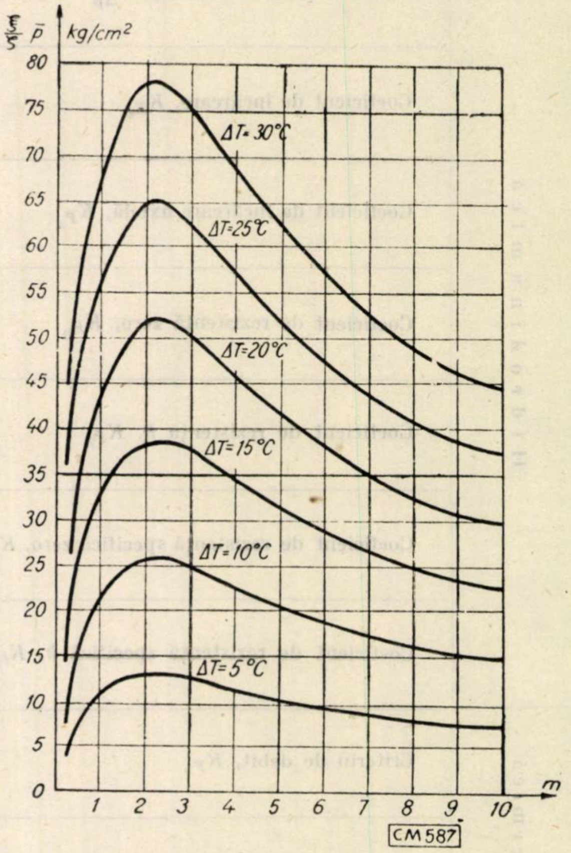


Fig. 10

sau :

$$(a - \bar{x}) \cong b - e\frac{F_r}{P} = b - ef_0. \tag{43}$$

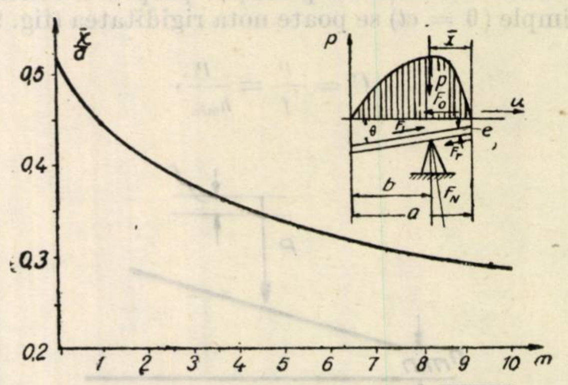


Fig. 11

Abscisa centrului de presiune rezultă în urma aplicării condițiilor de echilibru static (11) :

$$P_{\bar{x}} = \int_0^a x\,Lp\,\mathrm{d}\,x = a^2L\int_0^1 x_1 p\,\mathrm{d}x_1 \tag{44}$$

şi, considerînd ecuaţia (19), rezultă succesiv:

$$\bar{x}P = a^2 L \int_0^1 \eta u \frac{a}{h_1^2} \frac{6m(1 - x_1)\, x_1^2}{(m+2)(1+m\, x_1)^2} \mathrm{d}\, x_1 =$$

$$= a^3 L \frac{6\,\eta\, u}{h_1^2} \frac{m}{m+2} \int_0^1 \frac{(1 - x_1)\, x_1^2}{(1 + m\, x_1)^2} \mathrm{d}x.$$

Calculul duce la:

$$\frac{\bar{x}}{a} = \frac{1}{m(m+2)} \cdot \frac{0{,}5\, m^2 + 3\, m - (2m+3) \ln (m+1)}{\ln (m+1) - \dfrac{2m}{m+2}}, \tag{45}$$

considerînd $P = \Delta \bar{p} L a$.

Din figura 10, unde este reprezentată variaţia abscisei adimensionale a centrului de presiune cu parametrul m, rezultă că pentru o funcţionare stabilă se impune:

$$\frac{\bar{x}}{a} < 0{,}5. \tag{45 a}$$

Pentru materializarea noţiunilor prezentate se consideră următorul exemplu de calcul:

P — 20 kgf;

u — 40 m/s;

c — 0,4 kcal/kg°C;

γ — 900 kgf/m³;

$A = \frac{1}{427} \frac{\text{kcal}}{\text{kgfm}}$;

$\xi = 0{,}75$ (în ipoteza că 25% AF_0U se evacuează prin suprafeţele de alunecare);

$\zeta = 1$;

$\Delta T = 10°\text{C}$;

$\frac{L}{a} = 1.6.$

Se admite pentru simplificare o repartiţie parabolică a presiunii pe lungimea $L \left(p' = \frac{2}{3} p\right)$.

După cum rezultă din elementele date, din punct de vedere hidrodinamic lubrifiantul (ulei 405) este caracterizat prin: caracteristica de viscozitate $\eta(t)$; căldura specifică $c\,(t)$; greutatea specifică γ.

Trebuie remarcat faptul că ultimele două mărimi nu variază sensibil de la un ulei la altul, fapt care permite introducerea în calcul a unei valori medii pentru mărimea caracteristică:

$$\left(\frac{A}{c\gamma}\right)_{med} = 6{,}17\, 10^{-6}, \frac{m^2\, °\text{C}}{\text{kgf}}. \tag{46}$$

În figura 12 este reprezentată grafic variaţia cu temperatura pentru uleiurile romîneşti.

Pentru desemnarea căldurii specifice se indică următoarea formulă empirică (Cragoe):

$$c = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} (0{,}403 + 0{,}00081\, \text{t}), \tag{47}$$

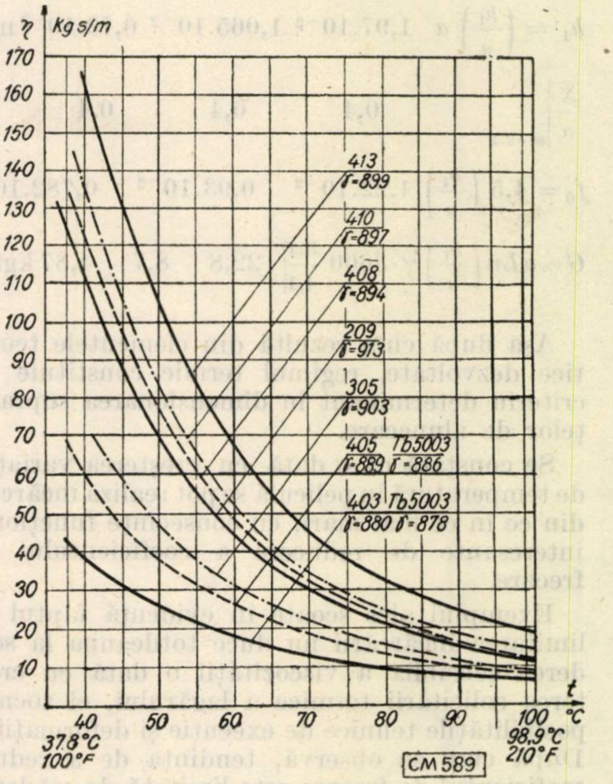


Fig. 12

unde:

C este căldura specifică, kcal/kgf°C;

γ — greutatea specifică, kgf/dm³;

t — temperatura, °C.

Rezultă:

$$c_m \cong 0{,}4 \text{ kcal/kg°C}. \tag{47/1}$$

Înlocuind aceste valori în relaţia (38 a) se obţine:

$$\frac{\xi}{\zeta} \Delta \bar{p} = C_{MT} \frac{10^2}{6{,}17} \Delta\, T, \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}. \tag{38 b}$$

Metodologia de calcul indicată duce la următoarele valori constructive importante:

ΔT ales	10°	20°	30°
$\frac{\xi}{\zeta} \Delta \bar{p}$	26	52	78 kgf/cm²
$\Delta \bar{p}' = \frac{2}{3} \Delta \bar{p}$	23,1	46,2	69,4 kgf/cm²
$a = \sqrt{\frac{P}{\bar{p}' \left(\frac{L}{a}\right)}}$	7,36	52	4,25 mm
L	11,8	8,35	6,8

u la $(t_0+\frac{1}{2}\Delta T)$	$31\cdot10^{-4}$	$26\cdot10^{-4}$	$22\cdot10^{-4}$ kgfs/m^2
$\frac{h_1}{a}=\sqrt{\frac{A\eta}{c\gamma}\frac{\xi}{\zeta\Delta T}\frac{u}{aK_T'}}$ pentru $K_T \cong 1{,}1$	$2{,}68.10^{-3}$	$2{,}05.10^{-3}$	$1{,}72.10^{-3}$
$h_1=\left(\frac{h_1}{a}\right)a$	$1{,}97.10^{-2}$	$1{,}065.10^{-2}$	$0{,}73.10^{-2}$ mm
$\left.\frac{\overline{X}}{a}\right\rvert_{m=2,1}$	0,4	0,4	0,4
$f_0=4{,}5\left(\frac{h_1}{a}\right)$	$1{,}22.10^{-2}$	$0{,}93.10^{-2}$	$0{,}782.10^{-2}$
$G=aLu\left(\frac{h_1}{a}\right)\gamma\cdot3600\left.\frac{3{,}1}{4{,}1}\right\rvert$	22,8	8,7	4,87 kgf/h

Așa după cum rezultă din elementele teoretice dezvoltate, regimul termic constituie un criteriu determinant în dimensionarea suprafețelor de alunecare.

Se constată că o dată cu creșterea variației de temperatură în peliculă se pot realiza încărcări din ce în ce mai mari, cu consecințe funcțional interesante de reducere a coeficientului de frecare.

Exemplul ales scoate în evidență faptul că limitarea încărcării nu duce totdeauna la scăderea sensibilă a viscozității o dată cu creșterea solicitării termice a lagărului, ci tocmai posibilitățile tehnice de execuție și deformațiile. După cum se observă, tendința de a reduce coeficientul de frecare este limitată de scăderea jocului minim, ceea ce atrage atenția și asupra calității suprafețelor și deformațiilor acestora.

De altfel, cînd acest joc devine comparabil cu asperitățile neregulate ale suprafeței de alunecare, apare lubrificația semiuscată.

Pentru evidențierea celor semnalate se exemplifică limitarea constructivă la suprafețe plane de alunecare, lubrificate cu ulei Gr 405, Tb 5005.

După cum rezultă din figura 13, o dată cu ridicarea regimului de temperatură a lagărului, coeficientul de frecare f_0 scade sensibil.

Într-adevăr, pentru $m = 2{,}1$:

$$f_0 = K_{F_0}\left.\left(\frac{h_1}{a}\right)\right\rvert_{m=2,1} \doteq 4{,}55\left(\frac{h_1}{a}\right)$$

în ipoteza unei distribuții parabolice a presiunii în sens axial:

$$\left(\frac{h_1}{a}\right)=\sqrt{\frac{A}{c\gamma}\,\frac{\xi}{\zeta}\,\frac{\eta}{\Delta T}\,\frac{u}{aK_T'}},\quad a=\sqrt{\frac{P}{\frac{2}{3}\,\Delta\overline{p}\left(\frac{L}{a}\right)}},$$

$$\Delta\overline{p}=\frac{C_{MT}}{\frac{A}{c\gamma}\,\frac{\xi}{\zeta\Delta T}}\cdot$$

Înlocuind valorile mărimilor adimensionale cu cele specifice pentru $m = 2{,}1$:

$$\frac{f_0^2\,\frac{\xi}{\zeta}\cdot\frac{P}{L/a}}{T_l}=1{,}84\,\frac{\eta}{\Delta T^{\frac{1}{2}}}\,10^{-2},\ \frac{\text{kg}}{{}^\circ\text{C cm}^2},\tag{48}$$

$$T_l=\left(\frac{\xi}{\zeta}\right)^{1,5}u\sqrt{\frac{P}{4a}}=\frac{h_1^2}{5{,}12\,\frac{\eta}{\Delta T^{1,5}}\,10^{-8}}=$$

$$=\frac{\left(\frac{h_1}{\overline{h}_m}\right)^2\overline{h}_m^2}{5{,}12\,\frac{\eta}{\Delta T^{1,5}}\,10^{-8}},\tag{49}$$

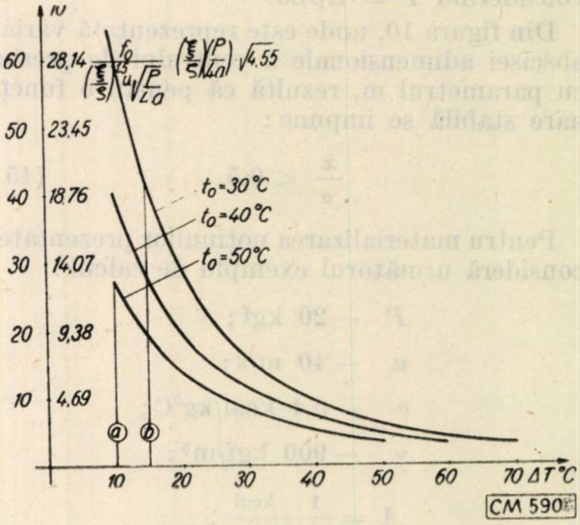


Fig. 13

unde:

$\left(\frac{h_1}{\overline{h}_m}\right)$ este coeficientul de siguranță pentru aprecierea aplicabilității teoriei ungerii hidrodinamice;

$\overline{h}_m$ — înălțimea medie pătratică a asperităților suprafețelor de alunecare și deformațiilor locale.

Pentru trasarea unei diagrame generale s-a considerat:

$$\overline{h}_m=10^{-5}\,m;\quad T_l\left(\frac{10^{-5}}{h_1}\right)^2=\frac{10^{-2}}{5{,}12\,\frac{\eta}{\Delta T^{1,5}}},\tag{49/1}$$

$$\frac{h_1^2}{T_l}=5{,}12\,\frac{\eta}{\Delta T^{1,5}}\,10^{-8}.\tag{49/2}$$

În baza relațiilor stabilite, provenite din descompunerea rațională a criteriului adimensional:

$$\frac{f_0^2\cdot\frac{\xi}{\zeta}\,\frac{P}{L/a}}{h_1^2\,\Delta T}=\left.\frac{K_{f_0}^2\,C_{MT}}{\frac{A}{c\gamma}}\right\rvert_{m=2,1}\tag{50}$$

și

$$\frac{K_T'\sqrt{C_{MT}}}{\left(\frac{A}{c\gamma}\right)^{1,5}\sqrt{3/2}}\,\frac{h_1^2\,\Delta T^{1,5}}{\eta}=T_l.$$

Se pot urmări concludent efectele contrarii care sînt provocate de ridicarea regimului termic :

— favorabil — scăderea sensibilă a coeficientului de frecare (fig. 13, ulei 405, Tb 5005) conform relației (48) ;

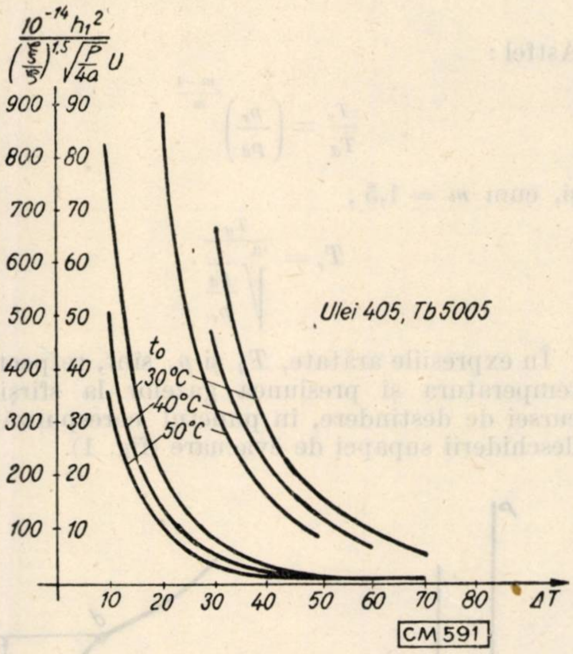


Fig. 14

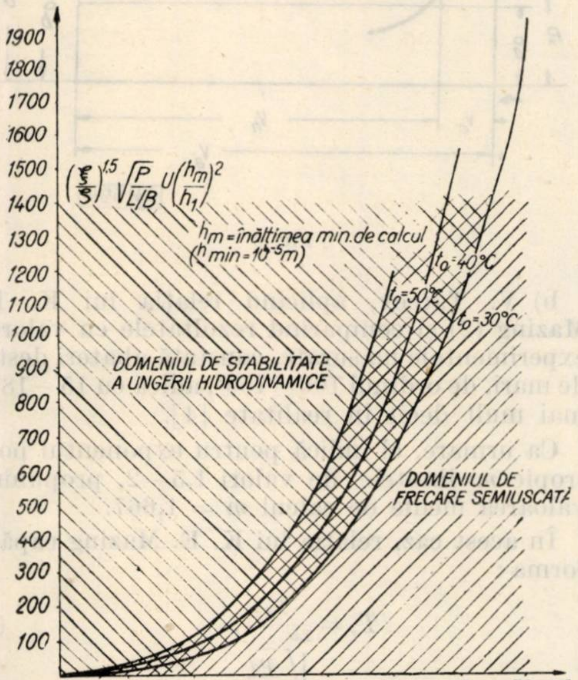


Fig. 15

— defavorabil — scăderea sensibilă a jocului minim h_1 conform relației (49/2) (fig. 14), care trebuie limitată la limita admisă pentru regimul termic, redată în figurile 15 și 16, conform relației (49/1).

Aplicînd discuțiile menționate problemei propuse spre rezolvare, se obține :

$$T_l = (0{,}75)^{1{,}5} \cdot 40 \cdot \sqrt{\frac{20}{1{,}6}} = 91{,}6\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\,\mathrm{kgf}^{\frac{1}{2}} \cdot$$

Admițînd $h_1 = 2 \cdot 10^{-5}$ m, rezultă :

$$T_l\left(\frac{\overline{h}_m}{h_1}\right)^2 = \frac{91{,}6}{4} = 23{,}9\,\frac{\mathrm{m\,kgf}^{1/2}}{\mathrm{s}}.$$

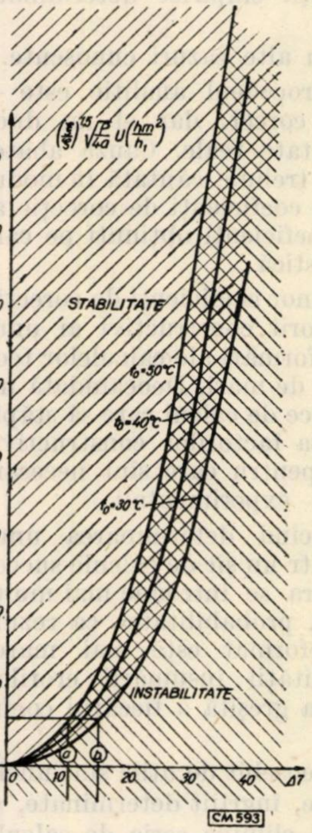


Fig. 16

În cele două variante propuse și care diferă prin temperatura de alimentare t_0 rezultă :

$$\Delta T_a \sim 11{,}5\,°\mathrm{C},$$

$$\Delta T_b \sim 18\,°\mathrm{C},$$

$$\frac{f_{0a}}{f_{0b}} \cong 0{,}835,$$

rezultînd că frecările sînt ușor reduse prin ridicarea temperaturii de intrare.

Apare evident din cele precizate că se pot materializa următoarele condiții raționale de dimensionare :

h_1 — cît mai mic (suprafața prelucrată perfect) ;

ΔT — luat la limita critică discutată, determinată de finețea de prelucrare și deformația locală.

[1] *Stodola, A.* Dampf und Gasturbinen, 1924. [2] *Seleșteanu, Al.* Cîteva aplicații ale teoriei ungerii. În : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 12, 1957, p. 25—29. [3] Analysis and lubrification of bearings. New York, Mc. Graw Hill, 1949. [4] *Seleșteanu, Al.* Calcul modern de organe de mașini, 1957. [5] *Tipei, N.* ș.a. Hidroaerodinamica lubrificației, 1957. [6] *Tipei, N.* ș.a. Calculul și construcția lagărelor de alunecare 1962. [7] Füller. Schmierung Theorie und Praxis. Berlin, 1961.

CZ 621.432.3.016

O relație experimentală pentru aprecierea temperaturii gazelor reziduale la motoarele cu autoaprindere în patru timpi

Ing. ALEXANDRU TODICESCU

Determinarea mărimii temperaturii gazelor rămase în cilindru la terminarea unui ciclu de lucru (T_r, °K) poate fi făcută — în faza de calcul termodinamic al unui motor — prin trei procedee, și anume:

— analitic;

— pe bază de relații empirice determinate statistic;

— prin asimilare cu alte cazuri cunoscute.

Este evident că procedeul analitic este — principial — cel mai corect, dar el nu duce totdeauna și la rezultate reale. Cauza abaterilor care pot apărea trebuie căutată în modul de introducere a unor coeficienți de corecție ai calculelor teoretice, coeficienți obținuți pe cale experimentală — statistică.

De fapt, utilizarea unor coeficienți de corecție este inevitabilă; factorii constructivi ai unui motor pot produce deformări ale calculelor teoretice, în limite destul de mari. Deocamdată nu există procedee teoretice de calcul care să stăpînească deplin influența factorilor constructivi, și aceasta este cauza pentru care sînt necesari coeficienții statistici — experimentali.

Îndeosebi, atunci cînd determinarea unui parametru se face printr-un șir de calcule succesive în decursul cărora se introduc mai mulți coeficienți de corecție, probabilitatea ca rezultatul final să fie deformat este mai mare, ca urmare a posibilității însumării erorilor introduse prin alegerea greșită a fiecărui coeficient în parte.

În aceste condiții, deosebit de utile sînt unele relații empirice directe, îngrijit determinate, și care au calitatea de a elimina seria de calcule intermediare, rezultatul obținut fiind suficient de corect.

Evident, utilizarea acestor relații trebuie făcută în condiții bine precizate, valabilitatea lor fiind îngrădită de anumite limite de calcul. Rezultatul obținut nu reprezintă o valoare certă, ci numai cea mai probabilă valoare furnizată de procedeul statistic de integrare a șirurilor de măsurări experimentale care au dus la obținerea relației folosite.

Lucrările de specialitate recomandă cîteva relații empirice de calcul ale temperaturii gazelor reziduale, și anume:

a) K. E. Mazing propune o relație bazată pe asimilarea destinderii gazelor în cursa de evacuare, cu o evoluție politropică avînd exponentul mediu $m = 1,5$ [4].

Astfel:

$$\frac{T_r}{T_d} = \left(\frac{p_r}{p_d}\right)^{\frac{m-1}{m}} \tag{1}$$

și, cum $m = 1,5$,

$$T_r = \frac{T_d}{\sqrt[3]{\frac{p_d}{p_r}}}. \tag{2}$$

În expresiile arătate, T_d și p_d sînt, respectiv, temperatura și presiunea gazelor la sfîrșitul cursei de destindere, în punctul corespunzător deschiderii supapei de evacuare (fig. 1).

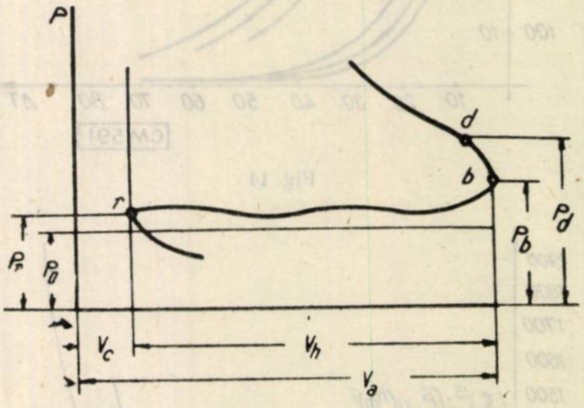


Fig. 1

b) V. Tareev, aplicînd relația lui K. E. Mazing (2) și comparînd rezultatele cu valorile experimentale măsurate, constată abateri destul de mari, de ordinul 100 —150°, adică cu 15 —18% mai mult decît în realitate [4].

Ca urmare, el indică pentru exponentul politropic m limitele de valori 1,5 —2, propunînd valoarea medie de calcul $m = 1,667$.

În acest caz, relația lui K. E. Mazing capătă forma:

$$T_r = \frac{T_d}{\sqrt[2,5]{\frac{p_d}{p_r}}}. \tag{3}$$

c) O altă relație empirică de calcul este cea propusă de A. S. Orlin [2]:

$$T_r = \frac{T_a}{\mu . n_s}\left[\frac{\zeta \rho^{n_1} \varepsilon^{n_1 - n_2}}{Z_{n_2 - 1}} + \frac{z}{\tau}(n_3 - 1)\right]; \tag{4}$$

unde :

$n_3 = 1{,}25 - 1{,}30$ este exponentul mediu al scurgerii politropice a gazelor din cilindru în conducta de evacuare ;

$Z = \frac{V_d}{V_a}$ — raportul dintre volumul corespunzător punctului d și volumul total al cilindrului $V_a = V_c + V_h$ (fig.1) ;

$\tau = \frac{p_a}{p_r}$ — raportul dintre presiunea de admisie și cea a gazelor reziduale ; pentru motoarele în patru timpi, $\tau = 0{,}75 - 0{,}90$;

$\zeta = 1{,}3 - 1{,}8$ — un coeficient de corecție, ales în funcție de temperatura de admisie T și raportul de compresiune ;

$\rho = 1{,}05 - 1{,}65$ — un coeficient de corecție funcție de excesul de aer ;

n_1 și n_2 — exponenții politropici de compresiune și detentă ;

μ — coeficient de scurgere prin supapă.

Relația propusă de A. S. Orlin, deși structural ține seamă de o serie de parametri hotărîtori în determinarea ordinului de mărime a temperaturii T_r, este mai greu de utilizat. Ea cere cunoașterea unor coeficienți de corecție, iar rezultatele nu justifică totdeauna dificultățile de calcul.

d) Un deosebit interes îl prezintă relațiile empirice ale lui V. A. Petrov, care calculează mărimea temperaturii T_r, în funcție de turație, de raportul de compresiune ε și excesul de aer λ [1].

Astfel pentru $\lambda \geqslant 1$:

$$T_r = \frac{1\,450}{\varepsilon} + \frac{1\,092}{\lambda} + 0{,}14\, n - 494, \qquad (5)$$

iar pentru $\lambda \leqslant 1$:

$$T_r = \frac{1\,450}{\varepsilon} - \frac{738}{\lambda} + 0{,}14\, n + 1\,336. \qquad (6)$$

Relațiile lui V. A. Petrov sînt propuse să fie utilizate numai pentru motoare de automobil cu carburator, iar aplicarea lor în aceste cazuri duce la rezultate foarte bune.

Analizînd comparativ valorile experimentale și de calcul ale temperaturii gazelor reziduale T_r și ale coeficientului de umplere η_v la o serie de motoare cu autoaprindere, s-a observat existența unei legități în variația cu turația a produsului $H = \eta_v \cdot T_r$.

În tabela 1 sînt prezentate valorile produsului $H = \eta_v \cdot T_r$, pentru 25 cazuri de funcționare a unui număr de 10 motoare.

Tabela 1

Tipul motorului \ Turația, rot/min	400	450	480	550	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600	1 800		Lucrarea
TN−31	558		563	575														
KD−35					436	443	459	503	548	551	557	569	577					[5]
—		565														620		[7]
Csepel 413−D																		[6]
AEG−4													653					[6]
—								544	569	571	570	579	588					[6]
—															632			[3]
—									592									[4]
—														587				[1]
—									585									[2]
Valcarea medie	558	565	563	575	436	443	459	523	572	561	564	574	606	587	632	620		

În figura 2 sînt reprezentate punctele corespunzătoare valorilor produsului $\eta_v \cdot T_r$ și se poate observa o creștere a acestui produs cu turația.

Pentru motoarele cu autoaprindere rapide, variațiile coeficientului de umplere au drept limite normale valorile $\eta_v = 0{,}75 - 0{,}85$, comportînd o scădere a coeficientului de umplere cu turația.

Pe de altă parte, temperatura gazelor reziduale crește cu turația între limite cuprinse, conform literaturii de specialitate, între 600 și 850°K.

În acest fel, produsul acestor doi parametri este situat în jurul valorilor $H = 500 - 700$.

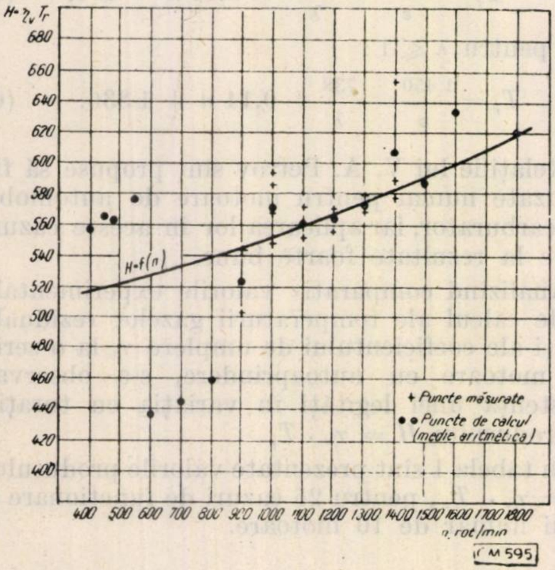


Fig. 2

Admițînd că variația cu turația a coeficientului de umplere are loc după o lege de forma:

$$\eta_v = a - b\,n^2, \tag{7}$$

iar pentru gazele reziduale temperatura crește cu turația după o expresie de forma:

$$T_r = c + d\,n, \tag{8}$$

rezultă că produsul $\eta_v \cdot T_r$ va satisface expresia:

$$H = \eta_v \cdot T_r = a_0 + a_1 n + a_2 n^2 + a_3 n^3. \tag{9}$$

Pentru determinarea coeficienților $a_0 - a_3$ s-a utilizat metoda statistică de integrare a celor mai mici pătrate, combinată cu criteriul de precizare a punctelor dubioase, după metoda t [8]. Numărul de puncte de măsură integrate fiind cu mult mai mare decît exponentul variabilei independente n ($16 > 3$), metoda celor mai mici pătrate poate fi aplicată.

Din rezolvarea șirului de ecuații normale, rezultate din aplicarea metodei susmenționate, s-au obținut următorii coeficienți:

$$a_0 = \frac{279}{0{,}56}; \quad a_1 = \frac{23}{0{,}56}10^{-3}; \quad a_2 = \frac{10}{0{,}56}10^{-6};$$

$$a_3 = -\frac{1}{0{,}56}10^{-9}.$$

Așadar ecuația (9) capătă următoarea formă:

$$\eta_v \cdot T_r = \frac{279}{0{,}56} + \frac{23}{0{,}56}10^{-3}\,n + \frac{10}{0{,}56}10^{-6}\,n^2 - \frac{1}{0{,}56}10^{-9}\,n^3. \tag{10}$$

Expresia (10) a fost determinată pentru motoare cu autoaprindere rapide de tractor și camion pentru un interval de turație de 400 –1 800 rot/min.

Din structura relației se poate observa creșterea cu turația a produsului și influența coeficientului de umplere asupra temperaturii gazelor reziduale.

Prin intermediul coeficientului de umplere relația ține seamă de parametrii de lucru ai motorului.

Relația propusă poate fi utilizată pentru aprecierea temperaturii gazelor reziduale atunci cînd se cunoaște mărimea coeficientului de umplere pentru o anumită turație.

Informativ, cunoscîndu-se turația și temperatura gazelor reziduale, se poate obține mărimea coeficientului de umplere. Trebuie subliniat însă caracterul statistic al relației, care, dacă pentru aprecierea temperaturii gazelor reziduale nu duce la abateri supărătoare, în schimb în determinarea coeficientului de umplere poate furniza abateri total inadmisibile.

Umplerea este un proces cu mult mai complex, care nu poate fi calculat corect decît prin procedee analitice complete.

Asociind calculul analitic al coeficientului de umplere cu relația empirică propusă în această lucrare, este posibilă determinarea temperaturii gazelor reziduale cu suficientă precizie pentru ansamblul calculelor termodinamice ale unui motor cu autoaprindere rapid.

---

[1] *Gaiginschi, E.* ș.a. Îndreptar pentru calculul termic al motoarelor cu ardere internă cu piston. București, Ed. didactică și pedagogică, 1960. [2] *Orlin, A. S.* Rasciot rabocih proțessov v dvigateliah vnutrennevo sgorania, spravocinik. Moscova, Mașghiz, 1955. [3] *Inozemțev, I. V.* Motoare termice. București, Editura tehnică, 1955. [4] *Tareev, V. M.* Spravocinik po teplovomu rascetu rabocevo proțessa dvigateli vnutrennevo sgorania. Moscova, 1959. [5] *Boltinski, V. N.* Motoare de tractoare și automobile. București, Editura tehnică, 1955. [6] *Jurek, A.* Belsöégésü motorok. Budapesta, Tankönyvkiado, 1961. [7] *Orlin, A. S.* Motoare cu ardere internă, vol. *1*. Caiete de traduceri universitare. București, 1955. [8] *Jakovlev, K. P.* Prelucrarea matematică a rezultatelor de măsurători. Traducere din limba rusă. București, I.S.R.S., 1955.

CZ 621.43-335.016.7

Studiul experimental al cinematicii distribuției cu supape inversate, cu comandă superioară

Doc. ing. dr. JAN ŽIŽKA

Performanțele motoarelor cu ardere internă depind în mare măsură de execuția și funcționarea sistemului de distribuție, care condiționează procesele gazodinamice din motor. În legătură cu aceasta, studiul experimental al cinematicii distribuției prezintă o importanță deosebită, ilustrînd fidel condițiile reale de funcționare, care nu pot fi puse în evidență suficient de exact de metodele de calcul tributare unor ipoteze simplificatoare.

Căile de îmbunătățire a indicilor și economicității de funcționare a motoarelor cu ardere internă rezultă din analiza expresiei puterii efective specifice. Pentru motoarele cu combustibil lichid, această expresie este:

$$P_{es} = C \frac{H_i}{L_0} \frac{\eta_i}{\lambda} \frac{1}{\tau} \gamma_a \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot n, \text{ CP/dm}^2, \qquad (1)$$

în care:

C este o constantă;
H_i — puterea calorică inferioară a combustibilului, kcal/kgf;
L_0 — cantitatea stoechiometrică de aer, kgf/kgf;
η_i — randamentul indicat;
λ — coeficientul de exces de aer;
τ — numărul de timpi;
γ_a — greutatea specifică a aerului, kgf/dm³;
η_v — coeficientul de umplere;
η_m — randamentul mecanic;
n — turația arborelui cotit, rot/min.

Din relația (1) rezultă dependența puterii efective specifice de coeficientul de umplere:

$$P_{es} = P_{es}(\eta_v). \qquad (2)$$

Exprimarea analitică a coeficientului de umplere este deosebit de dificilă [2]. De exemplu, Maslenikov [1], pornind de la ecuația bilanțului energetic al admisiunii, stabilește relația:

$$\eta_v = \eta_v(\zeta_2, \zeta_3, p_k, p_a, p_r, \sigma, \ldots), \qquad (3)$$

în care:

ζ_2 este coeficientul de baleiaj al camerei de ardere la umplere;
ζ_3 — gradul de umplere suplimentară datorită închiderii cu întîrziere a supapei de admisiune;
p_k — presiunea din conducta de admisiune;
p_a — presiunea din cilindru la începutul cursei de compresiune;
p_r — presiunea gazelor arse reziduale;
γ — coeficientul de corecție care ține seamă de abaterea presiunii reale din cilindru în timpul admisiunii față de p_a = constant.

Mărimile din ecuația (3) depind de calitatea de execuție a distribuției, de cinematica și dinamica acesteia.

În literatura de specialitate sînt analizate în mod amănunțit cinematica și dinamica distribuției cu supape inversate, cu comandă inferioară, la care vibrațiile datorite elasticității constituie un factor limitativ, mai ales la creșterea turației. În cazul supapelor inversate, cu comandă superioară, se consideră ca factor limitativ rezistența lor.

Studiul efectuat a avut scopul de a determina cinematica reală a distribuției cu supape inversate, cu comandă superioară, pe o chiulasă echipată cu un astfel de sistem, acționat de o sursă exterioară. Secțiunea prin chiulasa experimentală prevăzută cu traductor este redată în figura 1; în figura 2 se prezintă dimensiunile principale ale camelor.

Metodele teoretice de calcul al cinematicii camelor

Complexitatea mare și precizia scăzută pe care le prezintă diferitele metode grafice și grafoanalitice dezvoltate în majoritatea lucrărilor din domeniul mecanismelor cu came le fac inaplicabile la calculul distribuției motoarelor cu ardere internă, în special în cazul motoarelor de autovehicule și de avioane.

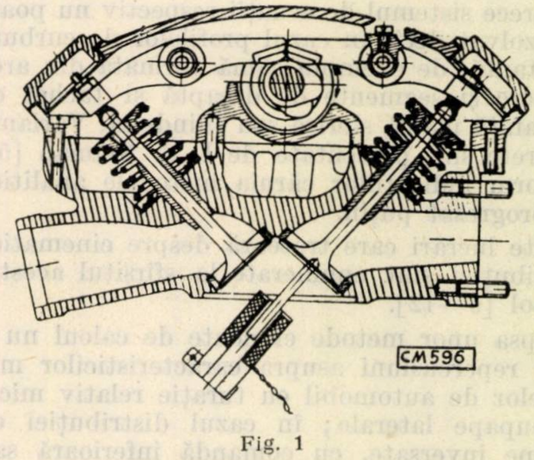


Fig. 1

O metodă analitică de calcul, propusă de Bruevici, se bazează pe înlocuirea cuplului camă-tachet cu mişcare rectilinie printr-un mecanism bielă-manivelă echivalent [3]. Manivela acestui mecanism este reprezentată de dreapta care uneşte centrul cercului de bază cu centrul de curbură al profilului camei, iar biela, de raza profilului în punctul de contact plus raza de curbură a tachetului. În aceste condiţii se utilizează relaţiile cunoscute ale mecanismului bielă-manivelă [4], fiind necesară precizarea ecuaţiilor profilelor camei şi tachetului şi a legii de variaţie a elementelor mecanismului echivalent.

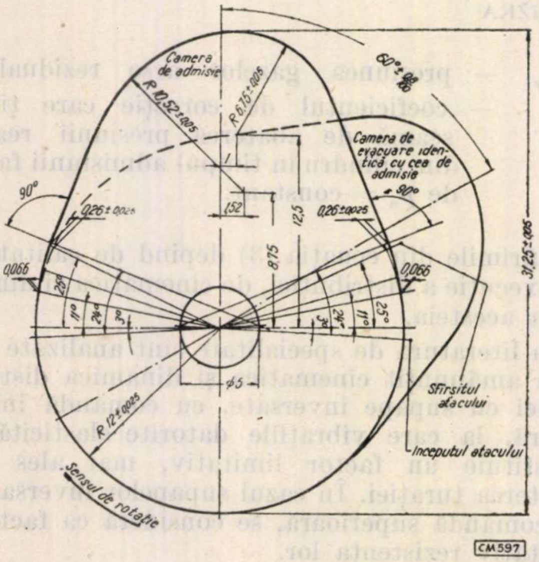


Fig. 2

Această metodă poate fi aplicată şi în cazul mecanismului cu tachet şi pîrghie pendulară, mecanismul echivalent fiind patrulaterul articulat. Metoda nu poate fi însă generalizată, deoarece sistemul de ecuaţii respectiv nu poate fi rezolvat decît în cazul profilelor de curbură constantă, de exemplu camă formată din arce de cerc şi segmente de dreaptă şi tachet cu suprafaţă plană, sferică sau cilindrică. Variante concrete sînt prezentate de I. Š. Neiman [5], conform indicaţiilor căruia metodele analitice au progresat puţin.

Alte lucrări care tratează despre cinematica distribuţiei sînt enumerate la sfîrşitul acestui articol [6–12].

Lipsa unor metode eficiente de calcul nu a avut repercusiuni asupra caracteristicilor motoarelor de automobil cu turaţie relativ mică, cu supape laterale; în cazul distribuţiei cu supape inversate, cu comandă inferioară sau superioară, cerinţele impuse acestor metode sînt mult mai severe, date fiind condiţiile complexe de funcţionare asupra cărora influenţează forma geometrică, erorile de execuţie, deformaţiile, uzurile etc.

Calculul mişcării supapelor porneşte de la relaţiile pentru unghi, viteză unghiulară şi acceleraţia unghiulară:

$$\delta_p, \ \frac{\mathrm{d}\delta_p}{\mathrm{d}t}, \ \frac{\mathrm{d}^2\delta_p}{\mathrm{d}t^2}.$$

În cazul rolei cu pîrghie (fig. 3), expresia cursei este:

$$z = q\,(\cos\delta_{p_0} - \cos\delta_p) \tag{4}$$

sau ţinînd seamă de joc,

$$z = q\,(\cos\delta_{p\tau} - \cos\delta_p), \tag{5}$$

în care $\delta_{p\tau}$ este valoarea lui δ_p în momentul începerii mişcării supapei.

Pentru jocul e_τ la supapă, din (4) rezultă:

$$\cos\delta_{p\tau} = \cos\delta_{p_0} - \frac{e_\tau}{q}. \tag{6}$$

Viteza supapei are expresia:

$$v = q\cdot\sin\delta_p\cdot\frac{\mathrm{d}\,\delta_p}{\mathrm{d}t}, \tag{7}$$

iar acceleraţia unghiulară:

$$j = q\left[\sin\delta_p\,\frac{\mathrm{d}^2\,\delta_p}{\mathrm{d}t^2} + \cos\delta_p\left(\frac{\mathrm{d}\,\delta_p}{\mathrm{d}t}\right)^2\right]. \tag{8}$$

Metoda I. Š. Neiman se bazează pe identitatea dintre cinematica camei cu rolă cu pîrghie şi cinematica patrulaterului articulat. Pentru un anumit unghi de rotaţie β al braţului a cu viteza unghiulară $\omega_v = \mathrm{d}\beta/\mathrm{d}t$, patrulaterul articulat poate avea două forme (fig. 4 şi 5).

Pentru mărimea p se poate scrie:

a) unghi:

$$\delta = \varepsilon + \operatorname{arc\,tg}\frac{l\cdot\sin\psi}{p - l\cdot\cos\psi}; \tag{9}$$

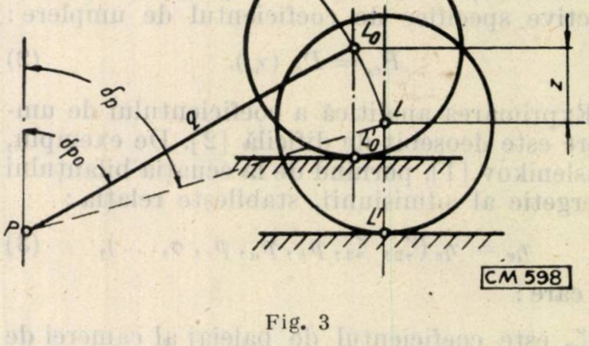


Fig. 3

b) viteza unghiulară:

$$\frac{\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}t} = -\frac{a}{p}\cdot\frac{\sin\mu}{\sin\psi}\cdot\omega_v, \tag{10}$$

în care:

$$\mu = 360^\circ - (\beta + \psi + \delta); \tag{11}$$

c) accelerația unghiulară :

$$\frac{\mathrm{d}^2\delta}{\mathrm{d}t^2} = \frac{a\,a_2}{\mathrm{p}l}\cdot\frac{1}{\sin^2\psi}\left(\cos\mu\sin\delta - \cos\psi\sin\beta\,\frac{\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}\beta}\right)\omega_v^2, \tag{12}$$

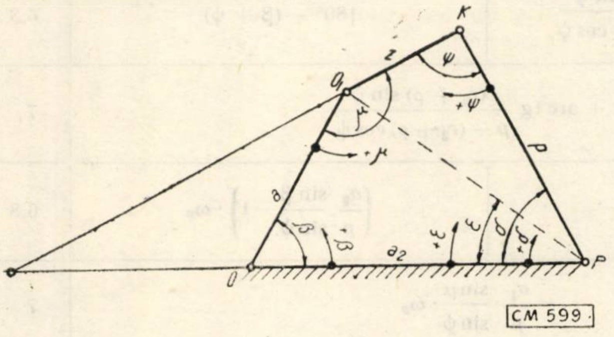


Fig. 4

în care :

$$\frac{\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}\beta} = -\frac{a}{p}\cdot\frac{\sin\mu}{\sin\psi}. \tag{13}$$

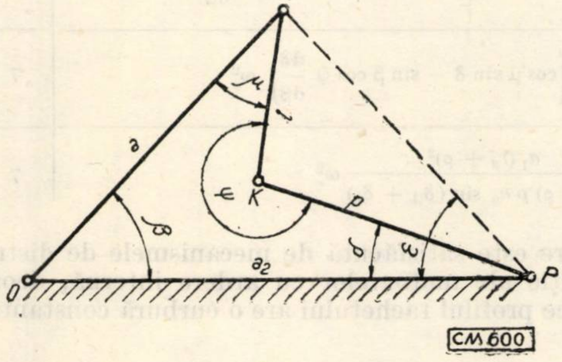


Fig. 5

Unghiurile auxiliare ψ și ε au expresiile :

$$\psi = \arccos\left[\frac{l^2+p^2-a^2-a_2^2}{2\,l_p} + \frac{a_2\,a}{l_p}\cos\beta\right], \tag{14}$$

$$\varepsilon = \mathrm{arc\,tg}\,\frac{a\cdot\sin\beta}{a_2 - a\cos\beta}. \tag{15}$$

Conform acestui principiu de calcul și relațiilor (9), (10) și (12), mișcarea rolei cu pîrghie este reprezentată în figurile 6, 7 și 8, pentru camă cu flancuri convexe, concave și, respectiv, tangențiale. În ultimul caz, mecanismul echivalent este o culisă rotativă.

Formulele pentru calculul cinematic al camei cu rolă cu pîrghie sînt prezentate în tabela 1.

Metoda L. V. Korcemnîi se bazează pe exprimarea parametrică a mișcării tachetului, ca parametri adoptîndu-se coordonatele polare ale punctului care determină poziția tachetului față de camă. Conform figurii 9, profilul camei pe care lucrează rola cu pîrghie se determină din condiția :

$$R = R(\varphi), \tag{16}$$

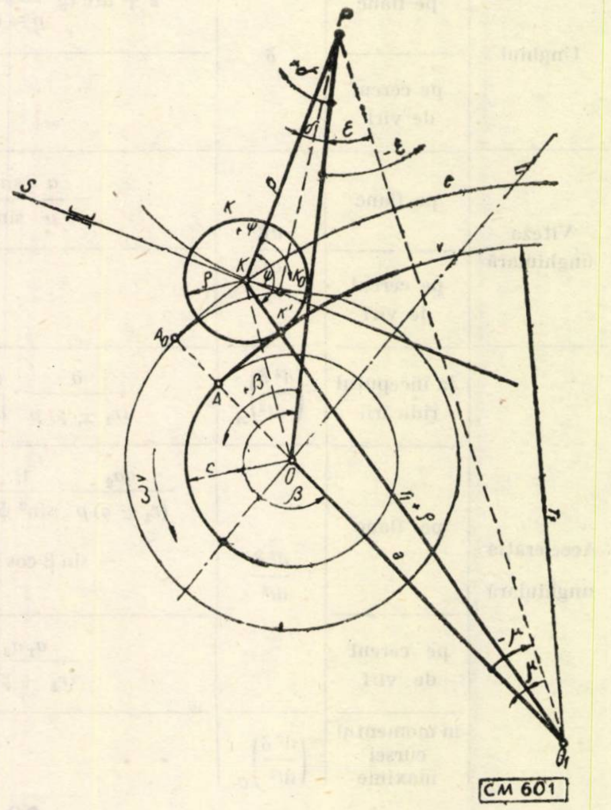


Fig. 6

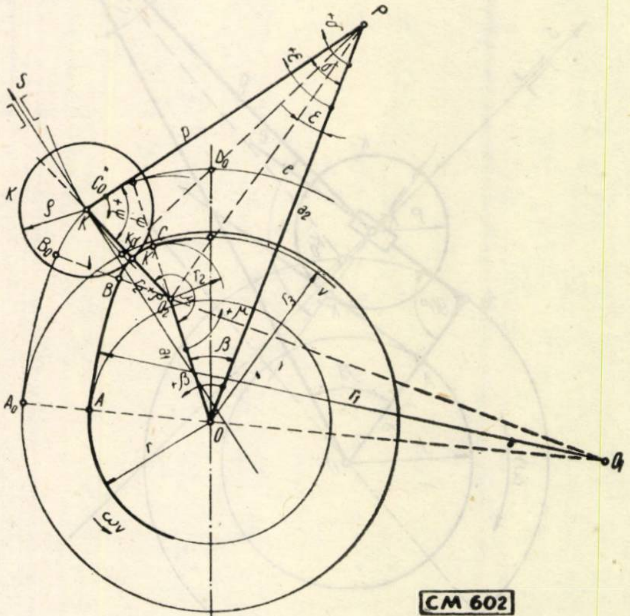


Fig. 7

Tabela 1

Parametrul	Poziţia rolei	Simbolul	Flancul camei		Figura
			convex sau concav	tangenţial	
Unghiul	pe flanc	δ	$\varepsilon + \operatorname{arc\,tg} \dfrac{(r_1 \pm \rho) \sin \psi}{p - (r_1 \pm \rho) \cos \psi}$	$180° - (\beta + \psi)$	6,8
	pe cercul de vîrf		$\varepsilon + \operatorname{arc\,tg} \dfrac{(r_2 + \rho) \sin \psi}{p - (r_2 + \rho) \cos \psi}$		7
Viteza unghiulară	pe flanc	$\dfrac{d\delta}{dt}$	$-\dfrac{a}{p} \cdot \dfrac{\sin \mu}{\sin \psi} \cdot \omega_v$	$\left(\dfrac{a_2}{p} \dfrac{\sin \beta}{\sin \psi} - 1\right) \cdot \omega_v$	6,8
	pe cercul de vîrf		$-\dfrac{a_1}{p} \cdot \dfrac{\sin \mu}{\sin \psi} \cdot \omega_v$		7
Acceleraţia unghiulară	la începutul ridicării	$\left(\dfrac{d^2 \delta}{dt^2}\right)_A$	$\dfrac{a}{(r_1 \pm \rho)\, p} \cdot \dfrac{(r + \rho)^2}{a_2 \sin \delta_A} \cdot \omega_v^2$	$\dfrac{(r + \rho)^2}{p\, a_2 \sin \delta_A} \cdot \omega_v^2$	6,8
	pe flanc	$\dfrac{d^2 \delta}{dt^2}$	$\dfrac{a a_2}{(r_1 \pm \rho)\, p} \cdot \dfrac{1}{\sin^2 \psi} \left(\cos \mu \sin \delta - \sin \beta \cos \psi \dfrac{d\delta}{d\beta}\right) \omega_v^2$	$\dfrac{a_2}{p} \cdot \dfrac{1}{\sin^2 \psi} \left(\sin \psi + \sin \beta \cos \psi \dfrac{d\delta}{d\beta}\right) \omega_v^2$	6,8
	pe cercul de vîrf		$\dfrac{a_1 a_2}{(r_2 + \rho)\, p} \cdot \dfrac{1}{\sin^2 \psi} \left(\cos \mu \sin \delta - \sin \beta \cos \psi \dfrac{d\delta}{d\beta}\right) \omega_v^2$		7
	în momentul cursei maxime	$\left(\dfrac{d^2 \delta}{dt^2}\right)_C$	$\dfrac{a_1 (r_3 + \rho)^2}{(r_2 + \rho)\, p\, a_2 \sin (\delta_A + \delta_v)} \omega_v^2$		7

care este satisfăcută de mecanismele de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă, deoarece profilul tachetului are o curbură constantă.

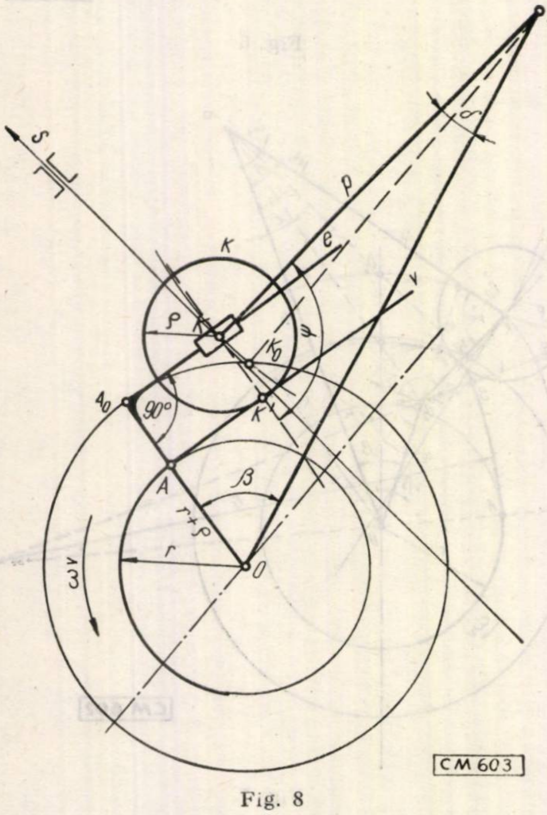


Fig. 8

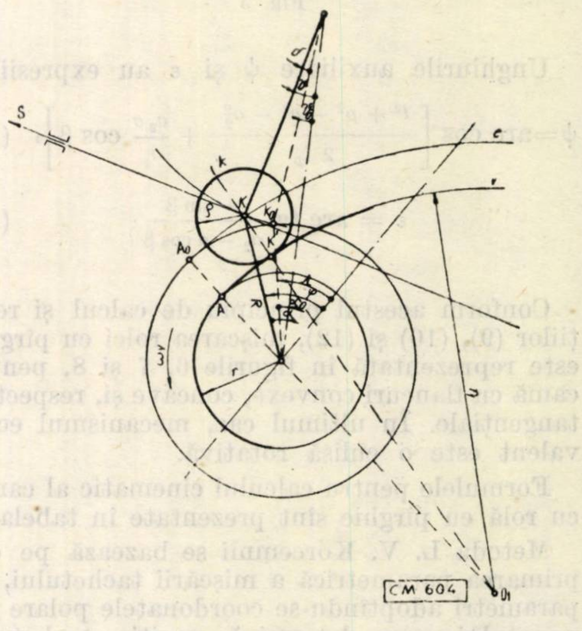


Fig. 9

Notînd viteza geometrică:

$$R' = \frac{\mathrm{d}R}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{17}$$

accelerația:

$$R'' = \frac{\mathrm{d}^2 R}{\mathrm{d}\varphi^2} \tag{18}$$

și unghiurile auxiliare:

$$\vartheta = \arccos \frac{a^2 + p^2 - R^2}{2a\,p}, \tag{19}$$

$$\vartheta_0 = \arccos \frac{a^2 + p^2 - (r + \rho)^2}{2a\,p}, \tag{20}$$

$$\alpha = \arccos \frac{1}{2a}\left(1 - \frac{a^2 - p^2}{R^2}\right), \tag{21}$$

relațiile de calcul sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Parametrul	Simbolul	Cama cu flanc convex
Unghiul	δ	$\vartheta - \vartheta_0$
Viteza unghiulară	$\frac{\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}t}$	$\frac{R'}{a \cdot \sin\alpha} \cdot \frac{1}{1 - \frac{R'}{2a\sin\alpha}\left(1 - \frac{a^2 - p^2}{R^2}\right)}\,\omega_v$
Accelerația unghiulară	$\frac{\mathrm{d}^2\delta}{\mathrm{d}t^2}$	$\frac{\frac{1}{a \cdot \sin\alpha}}{\left[1 - \frac{R'}{2a\sin\alpha}\left(1 - \frac{a^2 - p^2}{R^2}\right)\right]^3}\left[R'' + \frac{(R')^3}{a\,R\sin\alpha} \cdot \frac{a^2 - p^2}{R^2} + \frac{(R')^2\cos\alpha}{2a\sin^2\alpha}\left(1 - \frac{a^2 - p^2}{R^2}\right)\right] \cdot \omega_v^2$

Metodele grafice de calcul al cinematicii camelor se bazează pe premisele menționate, respectiv pe relațiile analitice deduse. Pentru cuplul camă-rolă cu pîrghie, mecanismele echivalente sînt (fig. 10):

a — patrulaterul articulat $OO_1\ KP$ cu baza $\overline{PO}$;

b — culisa ce se rotește împreună cu centrul rolei K în jurul centrului arcului de bază O;

c — mecanismul bielă-manivelă cu dezaxarea variabilă x, compus din manivela $\overline{OO_1}$ și biela $\overline{O_1K}$.

În figura 10 s-a determinat, pentru cazul al treilea, viteza $[V_a] \equiv \overline{O}_1$ și componenta tangențială a accelerației centrului rolei $[j_{at}] \equiv \overline{4,4}$ (pentru $\omega_v = 1$), aplicînd metoda grafică a mecanismului bielă-manivelă dezaxat, cu respectarea condiției $\mathrm{d}^2\delta/\mathrm{d}t^2 \neq 0$.

Dacă scara la care se desenează cama este M, valorile reale ale parametrilor menționați sînt:

$$V_a = \frac{[V_a]}{M}\,\omega_v, \tag{22}$$

$$j_{at} = \frac{[j_{at}]}{M}\,\omega_v^2. \tag{23}$$

Studiul experimental al cinematicii distribuției

Studiul experimental al cinematicii distribuției s-a desfășurat pe bancul de probă prezentat în figura 11, cu ajutorul unei aparaturi electronice de măsură (fig. 12).

În figura 13 este prezentată chiulasa experimentală prevăzută cu traductoarele aparaturii de măsură, iar în figura 14, supapa cu traductorul cinematicii acestuia.

Schema-bloc a aparaturii de măsură este redată în figura 15: S_1 — traductor electrodinamic al cinematicii supapei; S_2 — generatorul bazei de referință unghiulare (5°14′16,8″); A — atenuator; D — derivator ($C_2 = 675$ μF, $R_2 = 1$ $M\Omega$); I — integrator ($C_3 = 0,4$ μF,

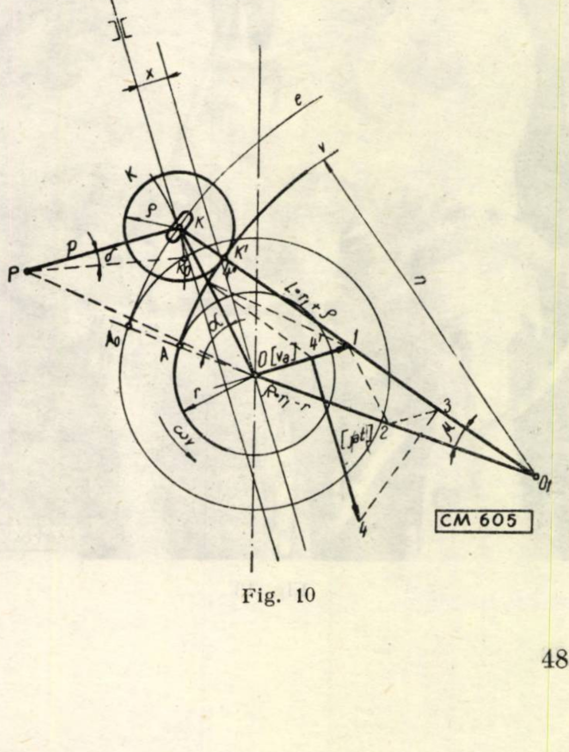


Fig. 10

$R_3 = 1\ M\Omega$); EP_1, EP_2 — comutatoare electronice; O — oscilograf cu două spoturi cu preamplificatoare (pentru înregistrarea derivatei a treia a cursei în raport cu timpul $C_4 = 2\mu F$, $R\alpha = 330\ k\Omega$).

Diagramele au fost înregistrate cu o cameră de filmare. cu baza de timp a osciloscopului decuplată.

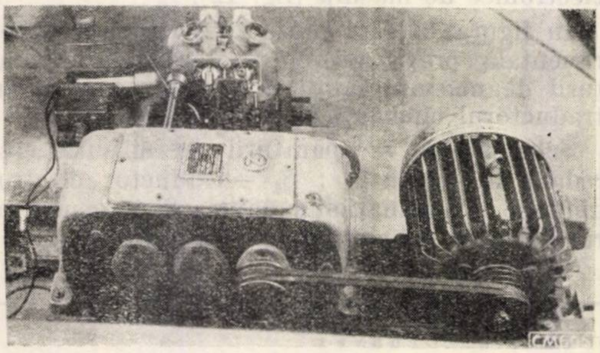


Fig. 11

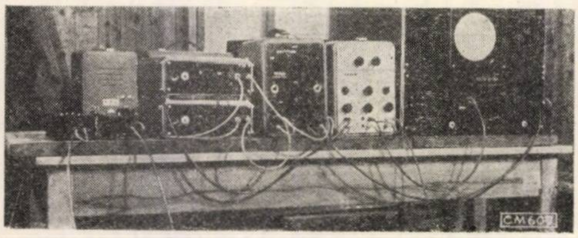


Fig. 12

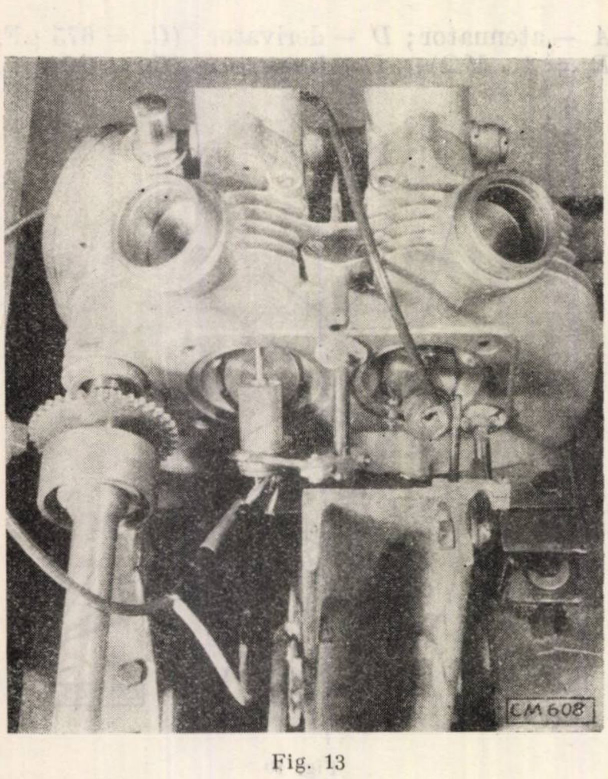


Fig. 13

Pentru derivare şi integrare se poate scrie [13], [14]:

a) derivare:

$$e_2 = R_2\, C_2 \cdot \frac{\mathrm{d}e_1}{\mathrm{d}t} = \text{const}\ v = \text{const}\ \mathrm{j} \qquad (24)$$

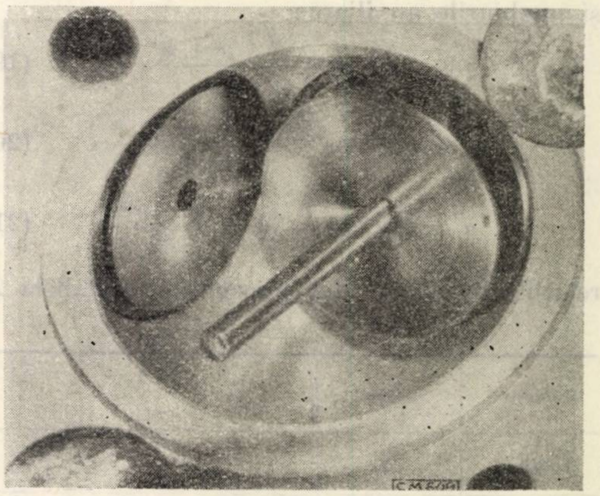


Fig. 14

cu condiţia

$$R \ll \frac{1}{\omega\, C_2}; \qquad (25)$$

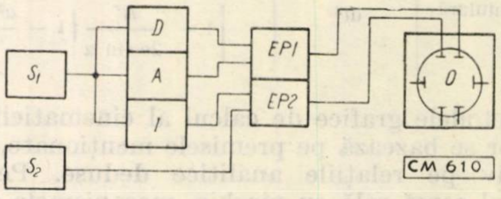


Fig. 15

b) integrare:

$$e_3 = \frac{1}{R_3 C_3}\int e_1\,\mathrm{d}t = \text{const}\int v\mathrm{d}t = \text{const}\ z, \qquad (26)$$

cu condiţia

$$R \gg \frac{1}{\omega\, C_3}, \qquad (27)$$

în care:

e_1 este tensiunea la intrarea în derivator sau integrator;

e_2, e_3 — tensiunea la ieşirea din derivator sau integrator;

R_2, R_3, C_2, C_3 — rezistenţele şi capacităţile derivatorului şi integratorului;

ω — frecvenţa semnalului.

Prin analogia dintre mărimile electrice și mecanice rezultă următoarele scări [14]:

a) scara curselor:

$$M_z = Z/z, \text{ cm/cm}; \qquad (28)$$

b) scara vitezelor:

$$M_v = A_v \cdot R_3 C_3 \cdot M_z, \frac{\text{cm}}{\text{cm/s}}; \qquad (29)$$

c) scara accelerațiilor:

$$M_j = A_j \cdot R_2 R_3 C_2 C_3 M_z, \frac{\text{cm}}{\text{cm/s}^2}, \qquad (30)$$

în care:

Z este cursa pe ecranul osciloscopului, cm;
z — cursa reală, cm;
A_v, A_j — reglajul atenuatorului la intrarea în osciloscop.

În figurile 16 —19 se prezintă variația cursei, vitezei, accelerației și decelerației supapei de evacuare, la $n_v = 1\,500$ rot/min, iar în figura 20, variația accelerației după filtrarea armonicilor al căror rang este mai mare de 10.

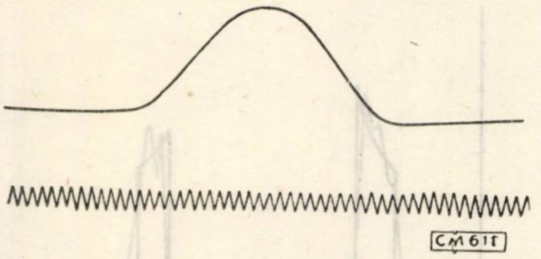


Fig. 16

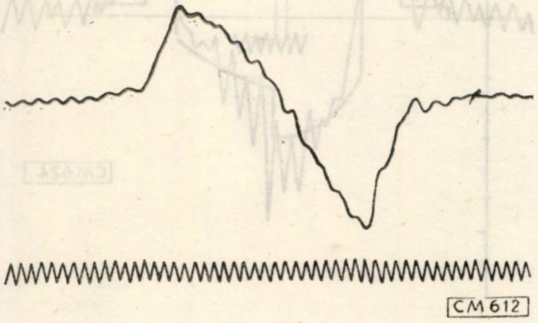


Fig. 17

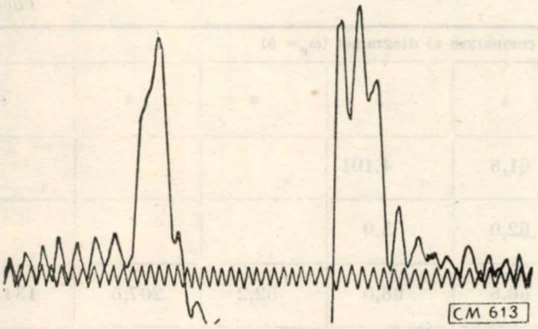


Fig. 18

Figurile 21 —24 redau variația cursei, vitezei și accelerației supapei de admisie, la $n = 620$ rot/min; aceste trei legi de variație sînt suprapuse în figura 25.

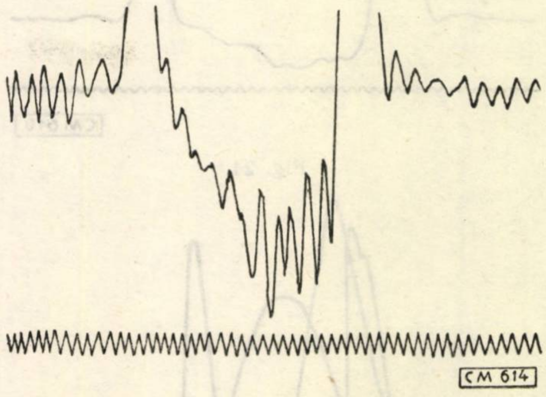


Fig. 19

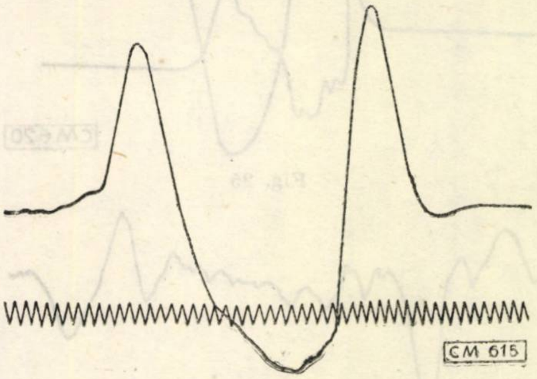


Fig. 20

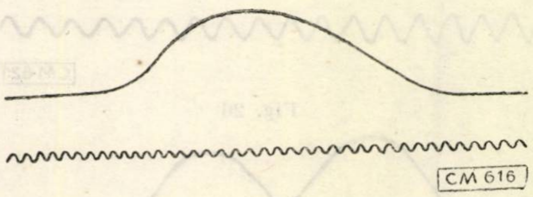


Fig. 21

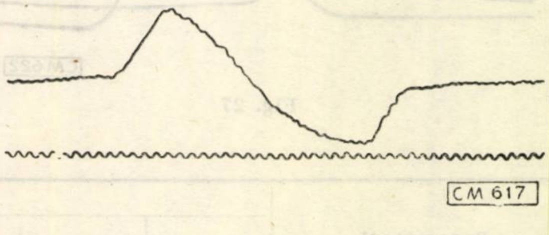


Fig. 22

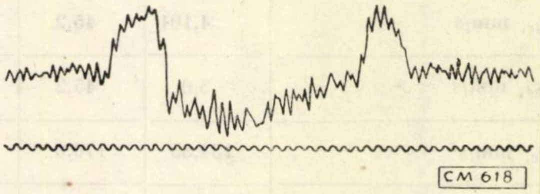


Fig. 23

Figura 26 prezintă variaţia derivaţiei a treia a cursei în raport cu timpul, la $n_v = 1\,500$ rot/min, iar figura 27, faza de suprapunere a supapelor, la aceeaşi turaţie.

În figurile 28 şi 29 se compară vitezele şi acceleraţiile supapei de admisie, obţinute la $n_v = 1\,500$ rot/min pe cale grafică şi prin

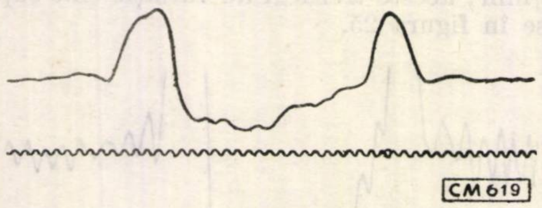


Fig. 24

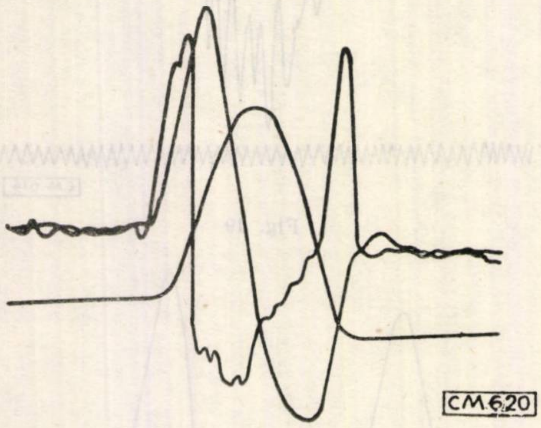


Fig. 25

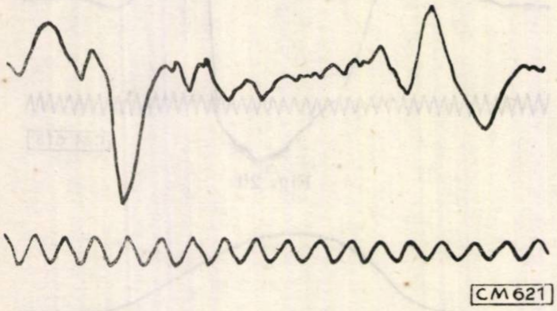


Fig. 26

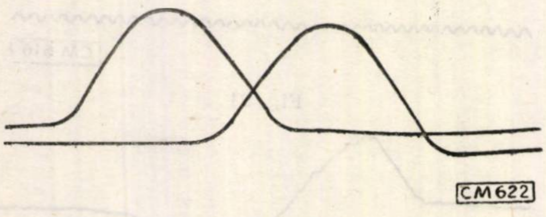


Fig. 27

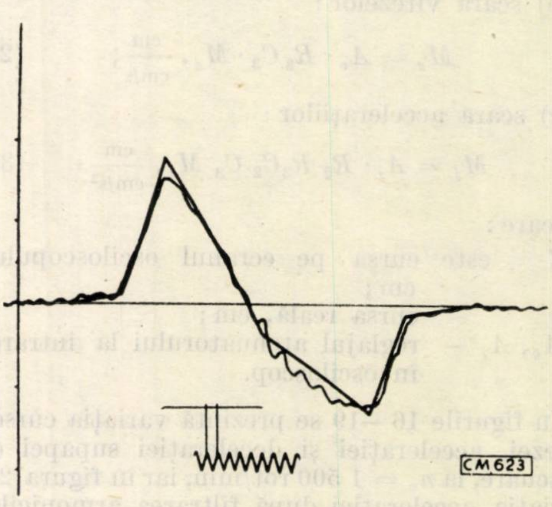


Fig. 28

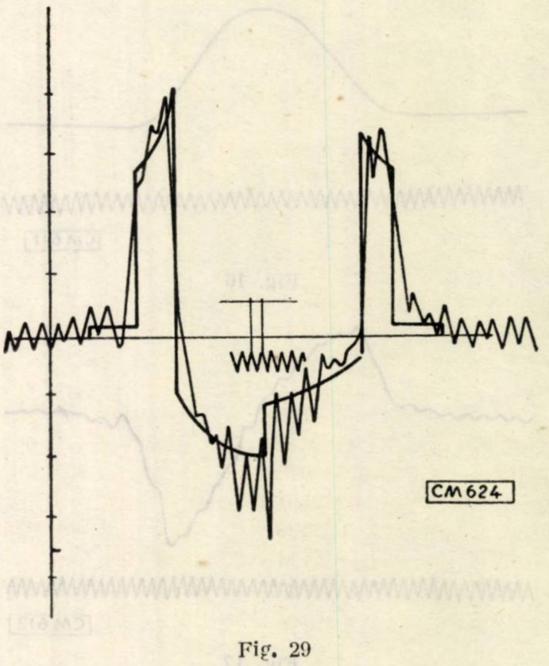


Fig. 29

Tabela 3

Parametrul	Punctul de comparare al diagramei ($\omega_v = 5$)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
v_{calc}, mm/s	4,101	45,2	12,2	61,8	4,101			
v_{graf}, mm/s	5,0	45,2	13,0	62,0	5,0			
j_{calc}, mm/s^2	134,35	170,0	11,62	56,8	98,0	52,2	207,5	134,35
j_{graf}, mm/s^2	137,0	166,7	16,5	55,8	96,0	52,0	206,5	137,0

măsurări. Comparaţia dintre punctele caracteristice corespunzătoare celor două metode este prezentată în tabela 3.

Concluzii

Evoluţia motoarelor rapide cu ardere internă în patru timpi nu este posibilă fără stăpînirea cinematicii sistemului de distribuţie. Deoarece fenomenele dinamice nu pot fi interpretate suficient de precis prin calcul [15], este necesară perfecţionarea metodelor experimentale care trebuie să se bazeze pe o tehnică raţională de măsurare.

Metoda descrisă şi metodele asemănătoare [16], [17] asigură rezultate certe, cu posibilitatea de a aprofunda şi generaliza programul şi metodica încercărilor. Încercările efectuate la distribuţia cu supape inversate, cu comandă superioară, au demonstrat o comportare asemănătoare cu aceea a distribuţiei de alte tipuri.

---

[1] *Orlin* ş.a. Dvigateli vnutrennego sgorania, vol. 1. Maşghiz, 1958. [2] *Kovar, R.* Teoreticky rozbor stanoveni plnici ucinnosti ctyrdobych spalovacich motoru a metodika jejiho vypoctu. Brno, 1958. [3] *Bruevici.* Kinetika raspredelitelnogo mechanizma s kulacikom, dejtvuiuscim na priamolineino dvizuşceesia zveno. 1931. [4] *Kozousek.* Dynamika spalovacich motoru. Brno, 1950. [5] *Neiman.* Aviacionnîie porşnevîie dvigateli. Oboronghiz, 1950. [6] *Bensinger.* Nocken mit Schwinghebel. In : MTZ, nr. 6, 1949. [7] *Pronnikov.* Novîie metodî kinematiceskogo proiektirovania kulacikovih mechanizmov. In : Vestnik maşinostroienia, nr. 5 1949. [8] *Kozousek.* Otacivy pohyb kladky zvedaku. Brno, 1949. [9] *Geronimus.* Nahozdenie profilia kulacika po zadannomu dvizeniu tolkatelia. In : Technika vozdusnogo flota, nr. 3, 1933. [10] *Schröder.* Erhebungskennwerte und Form der Steurnocken. In : MTZ, nr. 2, 1949. [11] *Korcemnîi.* Kinematika kulacikovih mechanizmov gazoraspredelenia. Moscova, Maşghiz, 1960. [12] *Raven.* Analytical design of disk cams and three-dimensional cams by independent position equations. In : Trans. of the ASME, series E, 1959. [13] *Cemus.* Elecktrika integrace a derivace pri mereni mechanickych velicin. In : Strojirenstvi, nr. 11, 12, 1954. [14] *Schuh.* Oszillographische Untersuchung der Ventilsteuerung von Viertaktmotoren. Industrie-Elektronik, 1956. [15] *Kopal.* Vyzkum rozvodoveho ustroji automobiloveho motoru. Zprava UVMV, 1953. [16] *Turkish.* Electronic inspection of engine cam contours. In : Electronics, 1950. [17] *Lisicin, Burdasov.* Metodika issledovania rabotî gazoraspredelitelnogo mechanizma dvigatelia. In : Avtomobilnaia promîşlennost, 1960.

CZ 621.165 – 585.12

Reductor de turaţie pentru turbina cu abur de 1 000 kW

Ing. MIRCEA CÎRDU

Pentru folosirea cu randament maxim a energiei termice în unităţile industriale echipate cu cazane de abur cu parametri scăzuţi (existente în special în industria chimică şi forestieră) s-a prevăzut instalarea unor turboagregate cu abur de puteri relativ mici, care să prelucreze căderea termică corespunzătoare domeniului limitat de parametrii aburului produs în cazan şi cei ai aburului necesar în scopuri tehnologice sau de termoficare. În acest fel s-a născut necesitatea proiectării şi fabricării unor turbine cu abur cu contrapresiune, cu puterea de 1 000 kW, care să antreneze turbogeneratoare de 1 000 kW la 6 300 V.

Turbina cu abur de tip TKP-1 are următoarele caracteristici principale : puterea (la bornele generatorului) la încărcare continuă : 1 000 kW ; presiunea aburului proaspăt : 15 ata ; temperatura aburului proaspăt : 345°C ; contrapresiunea : 4 ± 1 ata ; consumul maxim de abur : 22 t/h.

Avînd în vedere necesitatea realizării unui turboagregat simplu, cu greutate şi gabarit redus, care să poată fi uşor montat în întreprinderile care posedă cazane de abur cu parametri scăzuţi, s-a adoptat pentru turbină o turaţie de regim de 5 925 rot/min, faţă de 3 000 rot/min, cît au turbinele cu puteri între 3 000 şi 6 000 kW, construite la Uzinele constructoare de maşini Reşiţa. Această soluţie a avut ca rezultat obţinerea unei turbine care nu necesită o fundaţie pe piloni şi care prezintă caracteristici de greutate şi gabarit bune, în raport cu construcţiile similare [5].

Turaţia de regim ridicată a cerut rezolvarea unor probleme de calcul şi proiectare care au condus la adoptarea unor soluţii constructive moderne, dintre care se amintesc : rotorul în construcţie monobloc, lagărul axial-radial pentru turaţii mari [6] şi reductorul de turaţie între turbină şi turbogeneratorul care funcţionează la turaţia de 3 000 rot/min.

În cele ce urmează se va face o descriere a construcţiei şi a modului de centrare a reductorului de turaţie şi se vor prezenta unele aspecte din calculul angrenajului.

În figura 1 este reprezentat, în trei vederi, reductorul de turaţie a turbinei cu abur tip TKP-1.

Corpul *1* al reductorului împreună cu capacul *2* sînt executate în construcţie sudată din tablă cu o grosime medie de 10 mm. Această soluţie a fost aplicată pe baza unui calcul tehnico-

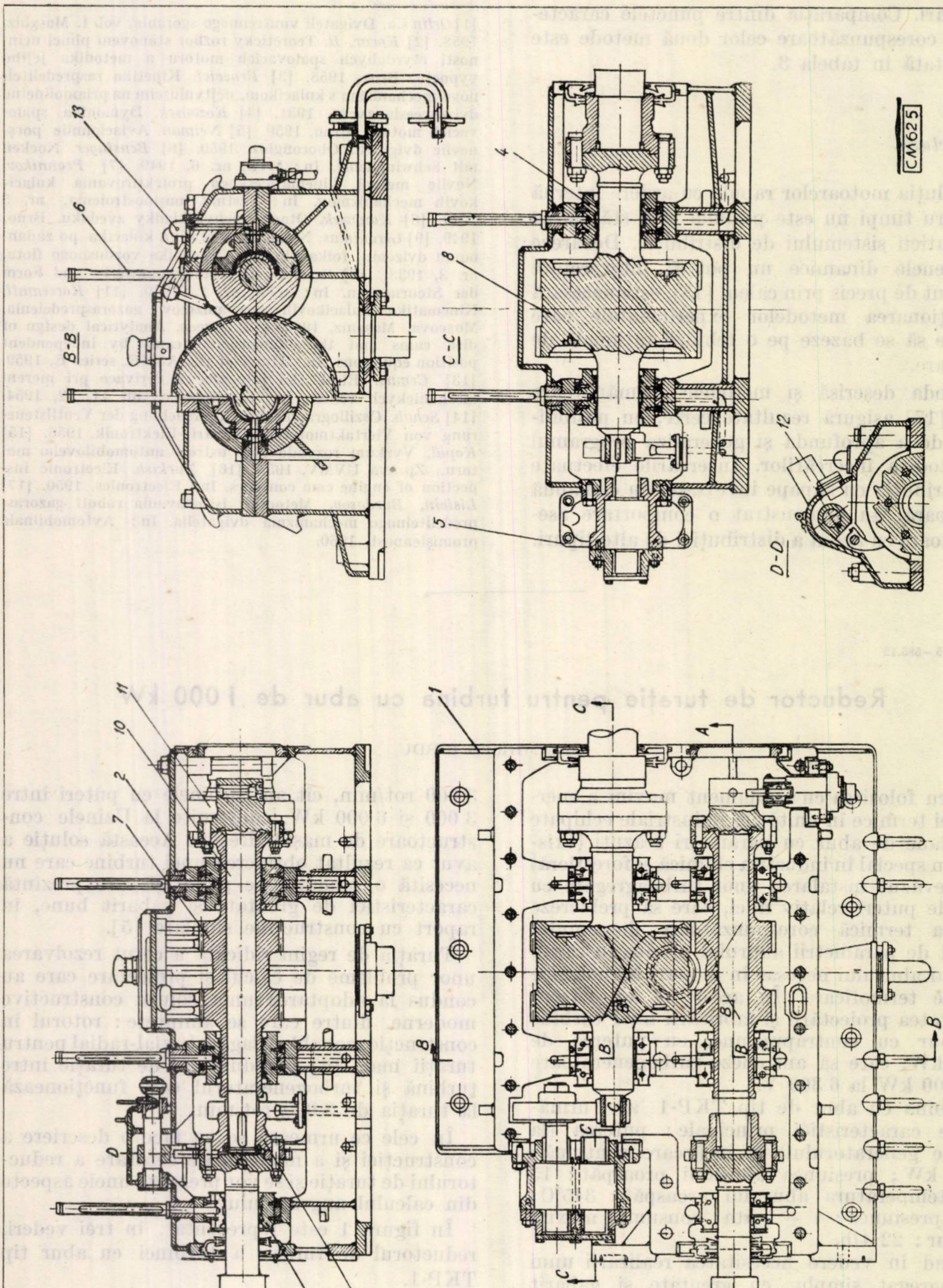

CM625
B-B
C-C
D-D
A
B
C
D
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11

Fig. 1.

economic de comparaţie cu soluţia carcasei turnate. Din acest calcul a rezultat că executarea carcasei în construcţie sudată este avantajoasă în raport cu construcţia turnată, atît din punctul de vedere al greutăţii, cît şi din punctul de vedere al preţului de cost. Astfel, carcasa sudată este cu circa 60% mai uşoară decît cea turnată, iar preţul de cost este cu circa 15% mai scăzut.

Îmbinarea dintre corpul reductorului şi capac se face într-un plan de separaţie orizontal cu ajutorul unor prezoane înşurubate în corp.

În interiorul corpului sînt dispuşi trei pereţi perpendiculari pe axele roţilor angrenajului, în care se montează lagărul din spate *3* al turbinei şi cele patru lagăre ale roţilor dinţate. Lagărul din spate al turbinei a fost plasat în corpul reductorului, pentru a se elimina necesitatea unui suport special, lucru care contribuie la reducerea lungimii agregatului. Toate lagărele sînt executate din oţel turnat, căptuşite cu un strat de compoziţie. Ele sînt alimentate cu ulei prin conducte puse în legătură cu circuitul de ungere. Alte conducte servesc pentru aducerea uleiului necesar ungerii angrenajului reductorului şi angrenajului de antrenare a pompei de ulei pentru reglaj *5*, montată în partea din faţă a reductorului. Scurgerea uleiului din corpul reductorului se face printr-o conductă montată în partea inferioară a acestuia.

Spre deosebire de alte turbine construite la U.C.M. Reşiţa, la care uleiul de ungere şi cel pentru reglaj este furnizat de o singură pompă, la turbina TKP-1, pompa pentru ungere este plasată în cutia din faţă a acesteia şi antrenată de la arborele *10*, iar pompa pentru uleiul de reglaj este montată pe reductorul de turaţie şi antrenată de la roata condusă prin intermediul unui angrenaj cu roţi dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi.

Această soluţie a fost impusă de necesitatea de a se evita o pompă de ulei voluminoasă, care ar fi trebuit să asigure un debit de ulei relativ mare, necesar ungerii, la presiunea de 5 kgf/cm^2 cît este necesar în circuitul de ulei de reglaj (în raport cu 0,8 kgf/cm^2 necesar în circuitul de ulei de ungere). Această pompă ar fi fost greu de amplasat direct pe turbină.

Pentru aerisirea interiorului reductorului de turaţie este prevăzut un coş de aerisire montat pe capac.

Temperatura uleiului în lagăre este măsurată cu termometrele 6 montate tot pe capac.

Montarea reductorului pe fundaţie se face prin intermediul unei plăci de bază sudate, în interiorul căreia se găseşte conducta principală de alimentare cu ulei de ungere. Legătura dintre corpul reductorului şi turbină este rigidă, realizată cu ajutorul unor şuruburi.

Angrenajul reductorului de turaţie se compune din pinionul *7* şi roata dinţată antrenată *8*. Pinionul este cuplat cu rotorul turbinei prin intermediul cuplajului *9* şi al arborelui elastic *10*, care trece prin interiorul pinionului şi este cuplat rigid cu acesta la capătul dinspre generator. La capătul dinspre turbină, arborele *10* are în interiorul pinionului un joc de 0,5 mm pe rază, ceea ce măreşte siguranţa în exploatare a agregatului în cazul apariţiei unei mici descentrări între turbină şi reductor. Totodată, construcţia cu arbore elastic măreşte distanţa efectivă dintre rotorul turbinei şi partea activă a pinionului, ceea ce permite o elasticitate ridicată şi la torsiune.

Pinionul *7* antrenează roata dinţată condusă *8*, care este cuplată cu rotorul generatorului electric prin intermediul cuplajului *11*.

Această roată este prevăzută, pe cele două feţe frotale, cu canale circulare în care se montează piese de echilibrare, cu ocazia operaţiei de echilibrare dinamică. La pinion nu este prevăzută echilibrarea dinamică, din cauza diametrului relativ redus al acestuia.

Pe corpul reductorului este montat regulatorul de siguranţă *12*, care are rolul de a opri automat turbina în momentul cînd, dintr-o anumită cauză, turaţia acesteia depăşeşte limita admisă (circa 6 600 rot/min). Percutorul acestui regulator este montat într-un cap special cu care este prevăzut arborele elastic 10.

În dreptul cuplajului *9*, prevăzut cu un inel dinţat, se găseşte, pe capacul reductorului, mecanismul pentru rotirea manuală a rotorului turbinei, în perioadele după oprirea acesteia. Mecanismul pentru rotire este de construcţie simplă, cu clichet, şi poate fi văzut în secţiunea *D–D* de pe figura 2.

Controlul circulaţiei uleiului de ungere prin lagăre se face cu ajutorul vizoarelor *13*, executate din plexiglas.

Avînd în vedere asigurarea unei durate mari de funcţionare şi necesitatea obţinerii unui modul mic [9], s-a ales pentru pinion un număr de dinţi $Z_1 = 40$ (relativ mare), iar pentru roata dinţată condusă $Z_2 = 79$.

Raportul de transmitere al angrenajului este $i = 1{,}975$, intenţionat ales pentru a nu fi un număr întreg, astfel încît să se evite repetarea angrenării aceleiaşi perechi de dinţi. Turaţia turbogeneratorului fiind de 3 000 rot/min, cu raportul de transmitere calculat mai sus a rezultat turaţia nominală a turbinei de 5 925 rot/min.

Cunoscînd că puterea la bornele generatorului trebuie să fie de 1 000 kW şi admiţînd pentru generator un randament $\eta_g = 0{,}975$, iar pentru reductor un randament $\eta_r = 0{,}94$, rezultă că puterea la cupla turbinei este de 1 482 CP, valoare cu care s-a efectuat calculul de rezistenţă al reductorului de turaţie.

Pentru a se elimina componenta axială a forţei care apare la angrenare, roţile dinţate au dantura în V, cu un unghi de înclinare

$\beta = 30°$. Unghiul de angrenare a cremalierei de referință, în plan normal, este $\alpha_{an} = 20°$.

Fiind vorba de un angrenaj cu viteză periferică mare (57,5 m/s), dantura roților se finisează prin rectificare și, pentru a se asigura spațiul necesar discului de rectificare între cele două coroane dințate, s-a lăsat — atît la pinion, cît și la roata condusă — un spațiu de 85 mm. La mijlocul spațiului dintre coroanele dințate este prevăzută, la ambele roți, o proeminență circulară prelucrată foarte fin, pe care se execută verificările de ovalitate și excentricitate.

Pinionul este executat prin forjare din oțel aliat 41 MoC 17, iar roata condusă, din oțel 33 MoC 11. Caracteristicile mecanice cele mai importante ale acestor oțeluri sînt date în tabela 1.

Tabela 1

Caracteristica mecanică	Material		Observații
	41 MoC 17	33 MoC 11	
Rezistența la rupere, kgf/mm² σ_r	110—130	80—100	STAS 792—49
Limita de curgere, kgf/mm² σ_c	86	56	STAS 792—49
Rezistența la oboseală, kgf/mm² σ_1	54—62	38—50	[7]
Rezistența admisibilă la solicitarea de contact, kgf/mm² σ_{ag}	102	80	[7]
Duritatea Brinell a danturii (final), HB	~360	~280	

Calculul de rezistență a roților angrenajului s-a făcut în special pe baza literaturii de specialitate din țară [3], [7], iar verificarea satisfacerii condițiilor de angrenare, după alte lucrări care tratează problema angrenajelor cu viteze periferice și puteri transmise mari [2], [8].

Din compararea numărului critic de dinți ai pinionului obținut din calcul ($Z_{1cr} = 20$) cu numărul real de dinți ($Z_1 = 40 > Z_{1cr}$) a rezultat că dimensionarea danturii trebuie să se facă pe baza solicitării la încovoiere, iar solicitarea de contact se verifică [7].

Tot din cauză că solicitarea la încovoiere este mai importantă, s-au adoptat, pentru ambele roți dințate, coeficienți de corecție pozitivi, și anume coeficientul de corecție normal la pinion este $\xi_{n1} = 0{,}6$, iar la roata condusă, $\xi_{n2} = 0{,}8$. S-au obținut astfel dinți cu baza îngroșată, rezistenți la încovoiere.

Din calcule a rezultat un modul normal $m_n = 4$ mm (valoare standardizată), iar lățimea unei coroane dințate $l = 70$ mm. Avînd în vedere înclinarea dintelui, lungimea acestuia este de $L = 80{,}8$ mm. Solicitarea de contact a pinionului este 88 kgf/mm² la pinion, respectiv 63 kgf/mm² la roata condusă.

Caracteristicile geometrice principale ale pinionului și roții sînt date în tabela 2.

Tabela 2

Caracteristica geometrică	Valoarea pentru	
	pinion	roată
Diametrul cercului de divizare, mm	184,75	364,89
Diametrul cercului de bază, mm	170,319	336,388
Diametrul cercului de rostogolire, mm	188,267	371,828
Diametrul cercului interior, mm	179,95	361,69
Diametrul cercului exterior, mm	196,868	378,608
Înălțimea dinților, mm	8,459	
Distanța între axe, mm	280,048	

Condițiile de angrenare care se reflectă în valorile gradului de acoperire, presiunii de contact și alunecării specifice sînt satisfăcute, încadrîndu-se în limitele admisibile indicate în literatură.

Verificarea de rezistență a celorlalte elemente de transmisie: cuplaje, arbori etc. se face luîndu-se în considerare concentrările de tensiuni.

La arborele elastic s-au calculat, atît solicitările de torsiune, cît și cele de încovoiere, rezultate în urma admiterii ipotezei că arborele s-ar deforma la limită cu o săgeată egală cu jocul pe rază în interiorul pinionului; această situație nu poate apărea în realitate. Efortul total redus se compară cu solicitarea admisibilă.

Pentru ungerea angrenajului și a tuturor lagărelor turboagregatului se folosește ulei Tb 5005 (STAS 742-49). Debitul de ulei rezultat din calcule ca necesar pentru ungerea reductorului este de 193 l/min, pentru o temperatură medie a acestuia de 45°C. Uleiul pentru angrenajul principal al reductorului este debitat prin patru țevi, așezate sub capac, așa cum se vede în figura 1, iar uleiul pentru angrenajul de antrenare a pompei pentru reglaj, printr-o altă conductă.

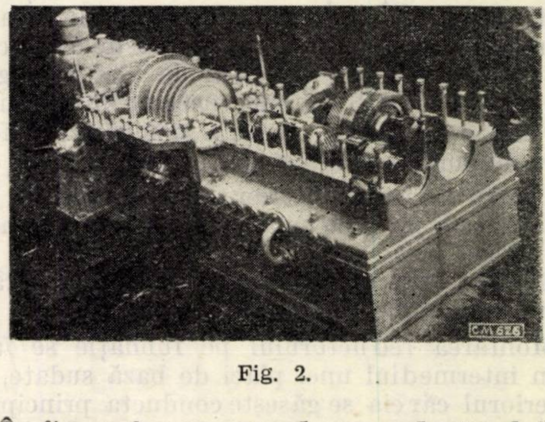


Fig. 2.

În figura 2 apare o vedere a reductorului de turație și a turbinei TKP-1, cu capacul, respectiv partea superioară a carcaselor, demontat.

Viteza periferică mare a roților angrenajului și puterea relativ mare transmisă cer o precizie ridicată de execuție, în special pentru danturi și lagăre, precum și o centrare foarte îngrijită atît a roților dințate, cît și a cuplării dintre reductor și rotorul turbinei.

Din aceste motive s-a prevăzut o verificare dublă a centrării, și anume se execută întîi o centrare grosieră cu ajutorul unor arbori falși care are rolul de a apropia cît mai mult poziția lagărelor de aceea corectă, iar după aceea se realizează o verificare de precizie a centrării cu ajutorul amprentelor pe sîrme de plumb.

Întrucît încovoierea roților dințate și a arborilor falși, sub influența greutății proprii, este neglijabilă, nu se ține seamă de aceasta în operațiile de centrare.

Pentru a se anula deformarea arborelui pinionului sub influența greutății proprii și a semicuplei montate pe el, se montează un inel de centrare conform figurii 3.

Acest inel *1* se îndepărtează prin strunjire numai după terminarea operației de centrare executată în uzină. La montajul în centrală, centrarea arborelui *3* în pinionul *2* se face cu ajutorul unor adaosuri care anulează jocul dintre acestea.

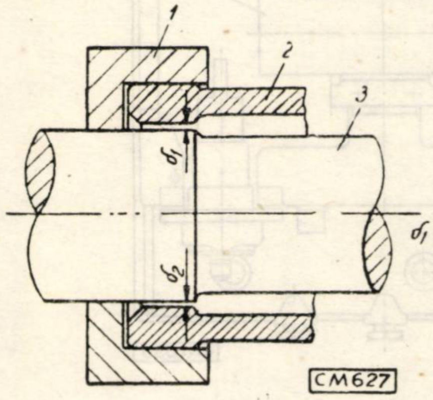


Fig. 3.

Centrarea reductorului de turație cuprinde o serie de operații indicate în ordinea cronologică a lucrărilor :

a) Centrarea „la zero'' a pinionului pe cuzineți după cuplajul dintre turbină și reductor. Valorile obținute la verificarea poziției relative a semicuplelor trebuie să se găsească în limitele indicate în figura 4 (*1* — rotorul turbinei; *2* — arborele pinionului).

În timpul centrării „la zero'' a pinionului, jocul acestuia în lagăre se va anula cu ajutorul unor adaosuri din tablă, astfel încît pinionul să ocupe o poziție centrică în lagăre.

În timpul funcționării, rotorul turbinei calcă pe partea inferioară a lagărelor din cauza greutății proprii, iar pinionul reductorului calcă pe partea superioară a lagărelor lui, din cauza forței de angrenare care are o componentă verticală dirijată în sus (datorită sensului de rotație). Din această cauză apare necesitatea următoarei operații de centrare.

b) Descentrarea pe verticală a pinionului față de poziția ocupată în lagăre fără adaos, ținîndu-se seamă de filmele de ulei care apar în timpul funcționării, în lagărele turbinei și pinionului reductorului. Descentrarea se face prin coborîrea pinionului în poziția indicată în figura 5.

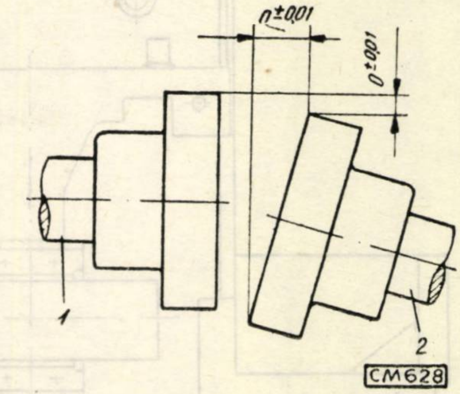


Fig. 4.

Cota *x* din figura 5 se calculează în felul următor :

$$x = \delta_r - 0{,}132,$$

unde δ_r este jocul pe verticală între fus și lagărul reductorului dinspre turbină.

Valoarea 0,132 rezultă din grosimea filmelor de ulei în lagăre.

c) Centrarea lagărelor roții dințate în raport cu pinionul. Această operație se execută cu ajutorul arborilor falși, pentru reductor urmărindu-se obținerea unor valori ale paralelismului și încrucișării între axele pinionului și roții, cuprinse între limitele admise.

Centrarea lagărelor roții dințate se face conform indicațiilor de mai jos :

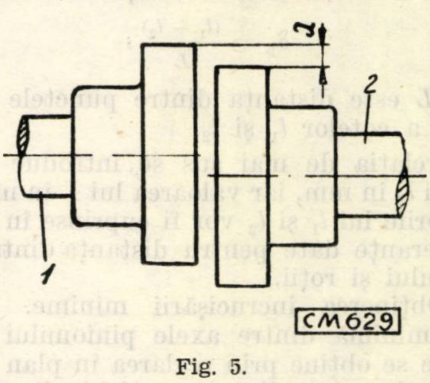


Fig. 5.

— Obținerea paralelismului dintre axele roții și pinionului prin reglarea în plan orizontal a lagărelor roții, astfel încît distanțele l_1 și l_2 din figura 6 să fie egale.

Aceste cote se verifică cu ajutorul unui comparator montat pe un suport prismatic, așa cum se vede în figura 6, astfel încît poziția axului comparatorului să fie în permanență perpendiculară pe axul fals.

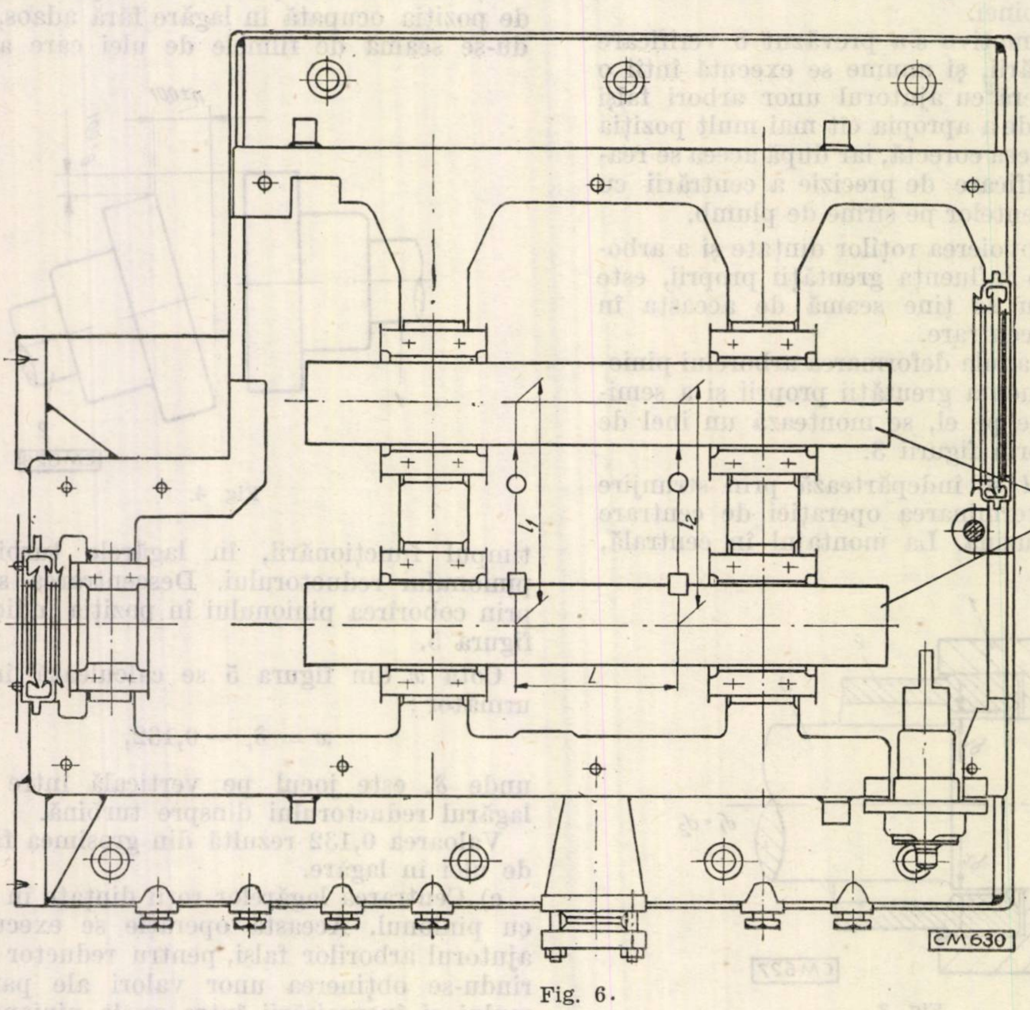


Fig. 6.

Abaterea maximă admisă pentru paralelismul dintre axă este $\delta_p = 0{,}03$ mm/m. Această abatere se calculează cu relația:

$$\delta_p = \frac{(l_1 - l_2)}{L},$$

unde L este distanța dintre punctele de măsurare a cotelor l_1 și l_2.

În relația de mai sus se introduc valorile lui l_1 și l_2 în mm, iar valoarea lui L în m.

Valorile lui l_1 și l_2 vor fi cuprinse în limitele de toleranțe date pentru distanța dintre axele pinionului și roții.

— Obținerea încrucișării minime. Încrucișarea minimă dintre axele pinionului și roții dințate se obține prin reglarea în plan vertical a lagărelor roții dințate, astfel încît cele două axe să se găsească în același plan. Verificarea coplaneității axelor se face cu ajutorul nivelei și al axelor false, așa cum se vede în figura 6. Înclinarea celor două axe false (verificată cu nivela) trebuie să fie aceeași. Încrucișarea maximă admisă este de 0,05 mm/m.

d) Verificarea prealabilă a jocului de ulei din angrenaj. Această verificare se face prin deplasarea axială a roții în raport cu pinionul, în cele două poziții limită posibile și măsurarea acestei deplasări cu un comparator. Jocul axial necesar se calculează din valoarea jocului dintre dinții angrenajului, ținînd seamă de unghiul de înclinare a dinților. În caz că nu este realizat jocul axial prescris, se va deplasa roata dințată paralel cu poziția inițială pînă ce se obține jocul necesar.

e) Verificarea roții în raport cu pinionul, cu ajutorul amprentelor de plumb. Pentru a efectua această verificare se așază pe pinion 16 sîrme de plumb cu diametrul de 0,5 —0,7 mm, aproape de marginile coroanelor dințate, așa cum se vede în figura 7 (planele A, B, C, D).

Sîrmele de plumb vor trebui să acopere cel puțin trei dinți și se fixează pe periferia pinionului în patru puncte decalate între ele cu 90°, mulîndu-le în adîncitura dinților și lipindu-le cu unsoare consistentă.

Se învîrtește pinionul în sensul de rotație normal, pînă ce sîrmele de plumb au fost complet laminate prin angrenare.

Pentru eliminarea erorilor care ar proveni din deplasarea laterală a pinionului și roții dințate în lagăre, jocul respectiv din lagăre se va anula cu ajutorul unor adaosuri din tablă.

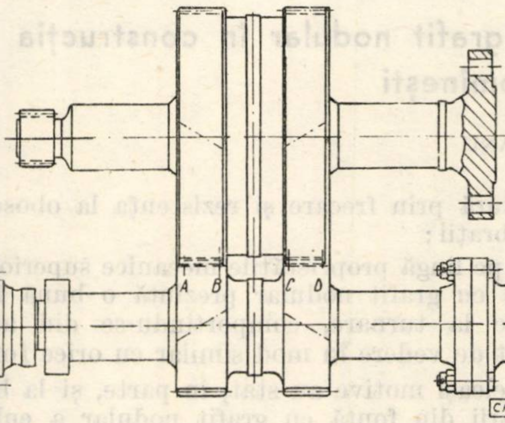


Fig. 7.

Se măsoară pe amprente jocul de fund la dinți. Diferența dintre valorile jocului de fund nu trebuie să depășească 0,06 mm.

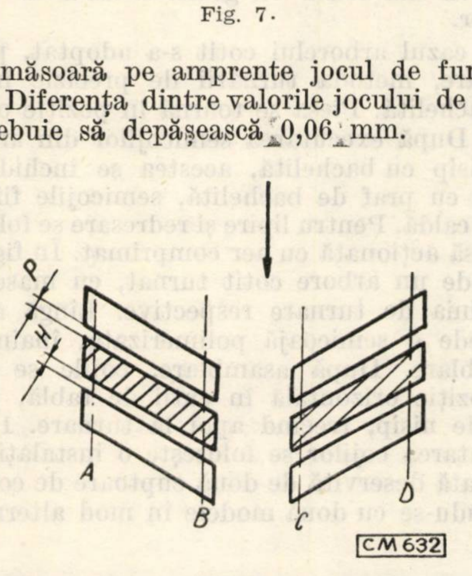


Fig. 8.

Se măsoară pe amprente jocul de flanc pe partea activă (H) și pe partea neactivă (P) a dinților (fig. 8).

Pentru a se asigura paralelismul dintre axe cerut, va trebui ca diferența maximă dintre jocurile de flanc ($H + P$) să nu depășească 0,004 mm. Se calculează diferențele $\Delta = (H_A - H_D)$ pentru planele A și D. Pentru a asigura o încrucișare minimă între axe va trebui ca valoarea maximă a diferențelor să nu depășească 0,01 mm. Încrucișarea va fi astfel încît angrenarea să înceapă în partea dinspre generator, pentru ca în urma torsionării pinionului, angrenarea să se facă pe întreaga lungime a dinților.

Dacă valorile paralelismului și încrucișării axelor nu se situează în limitele prescrise, se corectează centrarea roții în raport cu pinionul.

f) Verificarea cu tuș a amprentei penelor lagărelor, eventuale ajustări pentru obținerea unui contact bun cu locașul din corpul reductorului.

g) Verificarea cu vopsea a angrenării. Pata de contact obținută la această verificare va trebui să ocupe minimum 60% din înălțimea dintelui și minimum 75% din lungimea lui, fiind situată în partea dinspre generator.

În caz că angrenarea nu este bună se ajustează suprafețele dinților.

[1] *Alecsandrov, L. I., Artomenco, N. P., Kostiuk, D. I.* Țilindriceschie zubciatîe colesa. Izd. Harkoskovo Universiteta, 1956. [2] *Acercan, N. S.* Detalî mașîn. Moscova, Mașghiz, 1953. [3] *Botez, E.* Angrenaje. București, Ed. tehnică, 1956. [4] *Buzdugan, Gh.* Calculul de rezistență la solicitări variabile. București, Editura tehnică, 1955. [5] *Cirdu, M.* Eficacitatea economică a proiectării turbinelor cu abur la CMR. In : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 1, 1962. [6] *Ferencz, A.* Îmbunătățirea construcției lagărelor axiale ale turboagregatelor. In : Energetica, nr. 6, 1963. [7] *Horovitz, B.* Angrenaje cilindrice. București, Editura tehnică, 1959. [8] *Kazachievici, N. L.* Moșcinîe scorostnîe zubciatîe peredaci. Moscova, 1950. [9] *Kraft, E. A.* Die neuzeitliche Dampfturbine. Berlin, VEB Verlag Technik, 1954. [10] *Sostacovici, B. V.* Metodele de centrare a turbinelor cu abur. București, EES, 1952.

CZ 669.15 – 196 : 669.131.682 : 629.114.4

Folosirea fontelor aliate și a fontei cu grafit nodular în construcția autocamioanelor romînești

Ing. ALEXANDRU IANU

Introducerea în fabricația de serie a autocamioanelor Carpați, echipate cu motoare cu 8 cilindri în V, a marcat un salt în dezvoltarea gradului de tehnicitate la Uzinele „Steagul roșu". Este suficient să se arate că noul motor cu 8 cilindri în V, în comparație cu vechiul motor cu 6 cilindri în linie, înregistrează o scădere a greutății pe CP, de la 4,48 la 2,28 kg/CP.

Realizarea acestei micșorări a greutății specifice a fost posibilă prin adaptarea unor soluții constructive moderne și prin introducerea unor materiale noi cu caracteristici mecanice superioare, care la rîndul lor au condiționat, în unele cazuri chiar posibilitatea introducerii noilor soluții constructive.

Pentru fabricarea pieselor turnate din fontă, pe lîngă asimilarea tehnologiei unor piese cu complexitate foarte ridicată în ce privește forma lor, a fost necesară și asimilarea fabricării unor piese din fonte speciale slab aliate și cu caracteristici mecanice ridicate, cum sînt arborii cotiți și culbutorii din fontă cu grafit nodular, bucșele de cilindri din fontă Cr – V, axele cu came și pinionul distribuitorului din fontă Cr – Mo – V – Cu.

Adoptarea soluției de fabricare a arborelui cotit din fontă cu grafit nodular s-a bazat pe mai multe considerente, dintre care mai importante sînt următoarele:

— forma compactă a arborelui motor cu contragreutățile de echilibrare executate dintr-o bucată cu arborele a dus la o configurație destul de complicată a piesei, impunîndu-se din acest motiv realizarea prin turnare a semifabricatului; actuala formă a piesei nici n-ar fi permis executarea ei prin matrițare;

— realizarea piesei prin turnare a determinat în plus o importantă economie de manoperă la așchiere; comparativ, se poate arăta că la vechiul motor cu arborele forjat scădea greutatea piesei prin așchiere de la 63 la 37,30 kgf, adică cu 41%, iar la arborele turnat al noului motor, greutatea se reduce cu numai 19,8%, adică de la 35 kgf la 28,05 kgf;

— este importantă și înlocuirea laminatelor la executarea semifabricatului, prin fontă turnată, material mai ușor de obținut;

— utilizarea fontei cu grafit nodular la executarea arborilor cotiți s-a impus datorită calității acestui material în ce privește rezistența la uzură prin frecare și rezistența la oboseală și vibrații;

— pe lîngă proprietățile mecanice superioare, fonta cu grafit nodular prezintă o bună fluiditate la turnare, comportîndu-se din acest punct de vedere în mod similar cu orice fontă.

Aceleași motive au stat, în parte, și la baza turnării din fontă cu grafit nodular a culbutorilor.

În cazul arborelui cotit s-a adoptat, pentru formare, metoda turnării de precizie în coji de bachelită. Piesa se toarnă în poziție orizontală. După executarea semicojilor din amestec de nisip cu bachelită, acestea se închid prin lipire cu praf de bachelită, semicojile fiind în stare caldă. Pentru lipire și redresare se folosește o presă acționată cu aer comprimat. În figura 1 se vede un arbore cotit turnat, cu maselotele și pîlnia de turnare respective. Lîngă arbore se vede o semicoajă polimerizată, înainte de asamblare. După asamblare, cojile se așază în poziție orizontală în cutii de tablă, pe un pat de nisip, trecînd apoi la turnare. Pentru executarea cojilor se folosește o instalație mecanizată deservită de două cuptoare de coacere, lucrîndu-se cu două modele în mod alternativ; este în curs de omologare o mașină cu întreg ciclul de lucru automatizat.

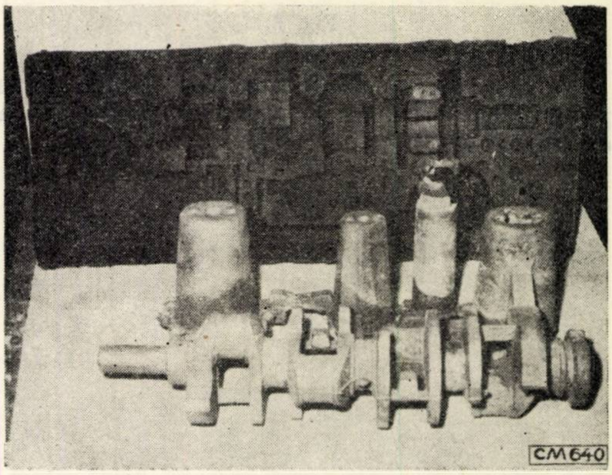


Fig. 1

Pentru formarea culbutorilor s-a adoptat metoda turnării de precizie cu modele ușor fuzibile.

Executarea elementelor de ciorchini din ceară se face cu ajutorul unor dispozitive prin care închiderea, deschiderea matriței și extracția elementului de ceară sînt mecanizate. Injectarea cerii în matriță se face deocamdată manual cu ajutorul unor prese de mînă (fig. 2). Este prevăzută pentru viitor mecanizarea acestei operații.

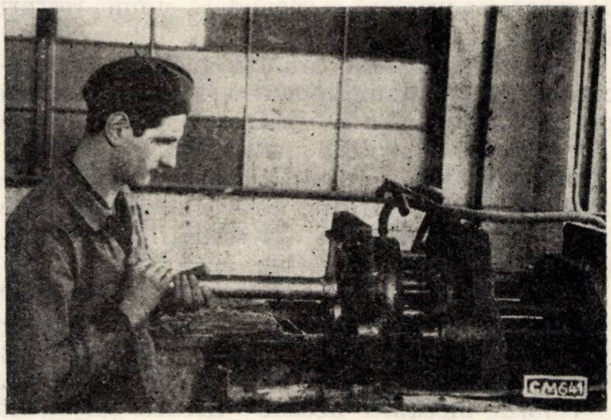


Fig. 2

Elementele de ceară, după presare, sînt asamblate în ciorchini, și apoi acoperite cu crustă ceramică, folosind procedeul cu sticlă solubilă și clorură de amoniu.

Pentru calcinarea crustelor se folosește un cuptor cu gaz metan, crustele fiind introduse în cutii de tablă împachetate în nisip.

În figura 3 apar doi culbutori turnați din fontă cu grafit nodular.

Pentru elaborarea metalului se folosește un cuptor electric cu arc, trifazic, de 1,5 t capacitate, cu căptușeală bazică. Încărcătura metalică are următoarea rețetă : fontă de mangal (Vlahița) — 35% ; fontă de cocs (U.R.S.S.) — — 35% ; recirculație internă — 28% ; fier vechi — 2%.

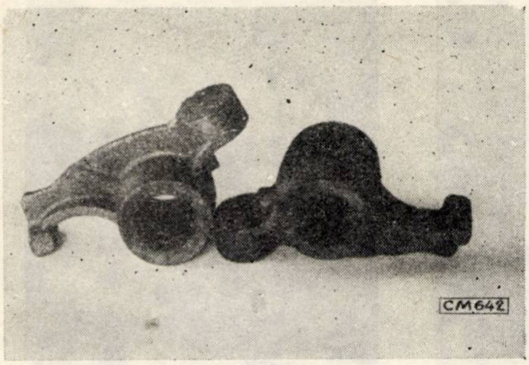


Fig. 3

Încărcarea cuptorului se face în următoarea ordine ; se adaugă pe vatră un strat de materiale mărunte, apoi calupurile de fontă, adăugîndu-se deasupra, din nou, materiale mărunte și deșeuri de fier vechi în proporție de circa 2%. În timpul topirii se aruncă pe suprafața băii var ars pînă ce se acoperă cu zgură întreaga suprafață ; după ce s-a topit metalul în întregime, se scoate zgura afară din cuptor luîndu-se o probă pentru analiza chimică și formîndu-se apoi deasupra băii o zgură albă, cu ajutorul unui amestec constituit din opt părți var și două părți fluorură de calciu, în proporție de 2% din greutatea metalului.

Se ridică apoi temperatura metalului la aproximativ 1 550°C, în vederea desulfurării. Zgura albă se transformă în zgură carbidică, introducînd în cuptor, în proporție de 1% din încărcătura metalică, un amestec format din trei părți var, o parte cărbune de lemn și o parte fluorură de calciu. Șarja se ține 50—60 min sub această zgură, amestecîndu-se din cînd în cînd. Zgura carbidică se transformă din nou în zgură albă prin adăugare de var ars și clorură de calciu. După această operație, zgura este scoasă din cuptor și se introduc feroaliajele necesare pentru determinarea compoziției dorite.

Dacă procentul de sulf a scăzut sub 0,020%, metalul poate fi evacuat pentru nodulizare; în caz contrar se repetă desulfurarea realizînd o nouă zgură carbidică în baia de fontă topită.

Înainte de modificare, fonta trebuie să corespundă următoarei compoziții chimice : C 3,6 — 4,0% ; Si 2,7 —3,0% ; Mn 0,5 —0,7% ; P max 0,14% ; S max 0,020%.

Modificarea fontei se face cu magneziu metalic, într-un recipient, la o presiune de 5 at. Oalele în care se execută nodulizarea fontei au 500 kgf capacitate. Aceste oale se căptușesc cu cărămidă de șamotă și se tencuiesc cu argilă refractară. Înainte de introducerea fontei, oala se usucă bine, încălzind-o la 600—800°C, cu ajutorul unor arzătoare cu gaz metan. Magneziul se introduce în fontă cu ajutorul unor clopote din grafit, coborîte în baia de fontă cu ajutorul unui piston cu aer comprimat. În clopotul de grafit se introduce magneziu în proporție de 0,10—0,15% din greutatea fontei supusă modificării, iar deasupra magneziului se pune, împachetat în hîrtie, praf de criolită, în proporție de circa 10% din cantitatea de magneziu.

Pentru nodulizare se așază oala cu fontă pe un vagonet cu care este împinsă în recipientul de nodulizare pînă sub clopotul de grafit. Se închide apoi ușa recipientului și se dă drumul în interior aerului comprimat. După ce s-a ajuns la presiunea de 5 at se deschide ventilul pistonului de coborîre, clopotul de grafit pătrunzînd în baia metalică. După 3 min, clopotul este scos din baie, deschizîndu-se ventilul pentru evacuarea aerului din recipient.

Pentru turnare se curăță zgura de pe suprafața metalului și se adaugă Fe—Si (de 75%) în proporție de 0,25% din cantitatea de metal. Oala de turnare se pregătește la fel ca și oala pentru nodulizare.

După turnare şi dezbatere, se supun piesele unui tratament termic de feritizare, după o diagramă cu două paliere de menţinere la temperatură (fig. 4). La palierul superior are loc descompunera cementitei, iar la palierul inferior, descompunerea în continuare a perlitei.

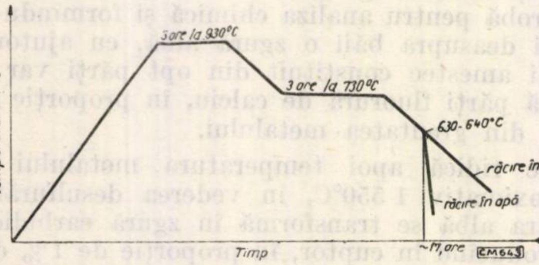


Fig. 4

Pentru evitarea fragilităţii, arborii cotiţi sînt răciţi de la temperatura de 630 –640°C, în apă. Culbutorii se tratează în cutii de tablă, împachetaţi cu praf de cărbune în vederea protecţiei suprafeţei şi nu se răcesc în apă.

Verificările făcute au demonstrat că scăderea de rezilienţă nu este prea mare prin răcirea în aer.

După tratamentul termic, piesele trec la operaţiile de sablare, curăţare, redresare şi prelucrare prin aşchiere.

Arborii cotiţi nu mai sînt supuşi la operaţia de călire superficială şi din statistica existentă pînă acum rezultă o bună comportare a lor la uzură. Culbutorii sînt supuşi la o călire superficială pe suprafaţa de lucru, folosind pentru această operaţie un curent cu o frecvenţă de 8 000 Hz.

Structurile obţinute sînt în majoritatea cazurilor următoarele : după turnare, masa de bază este ledeburitică cu insule de perlită şi cu nodule de grafit ; după tratamentul de feritizare, masa de bază este feritică cu nodule de grafit de separaţie primară şi secundară şi resturi de perlită în proporţie de maximum 5 –15 %. În unele cazuri mai rare mai apar pînă la 3 % resturi de cementită.

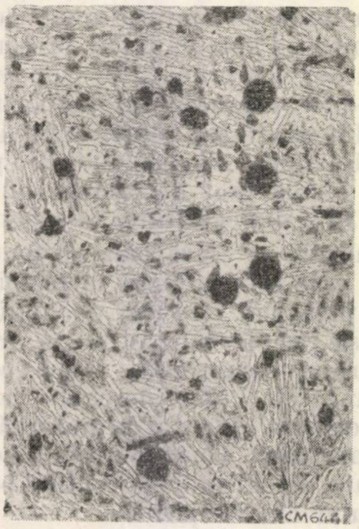


Fig. 5

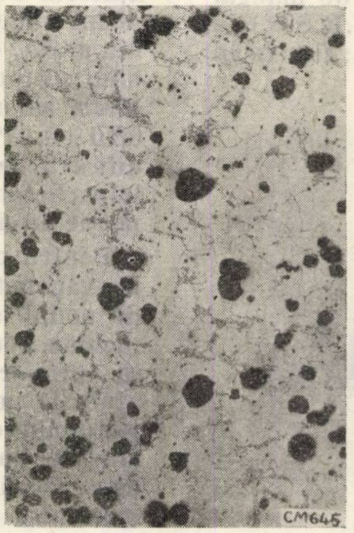


Fig. 6

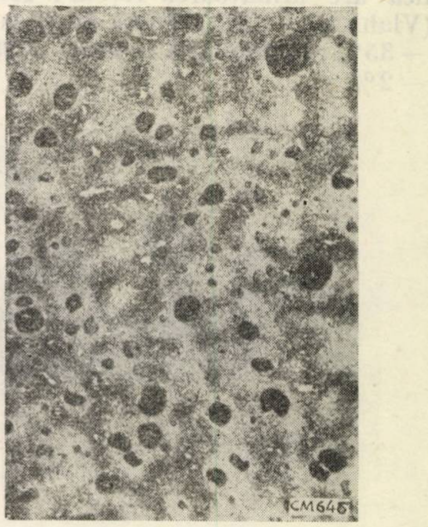


Fig. 7

După călirea CIF se obţine o structură troostomartensitică în stratul călit, cu nodule de grafit de separaţie primară şi secundară şi mici resturi de ferită.

Pentru verificarea calităţii pieselor se execută analiza chimică pentru fiecare şarjă şi probe mecanice, iar la fiecare oală de nodulizare se realizează o analiză metalografică.

În figurile 5, 6 şi 7 apar unele rezultate ale analizei metalografice : structură de turnare (fig. 5), structură după feritizare (fig. 6), structură după călire CIF (fig. 7).

Din punct de vedere chimic, şarjele trebuie să corespundă următoarei analize : C 3,30 – 3,80 % ; Si 2,40 –3,00 % ; Mn 0,40 –0,70 % ; P max 0,14 % ; S max 0,020 % ; Mg 0,02 –0,06 %.

Valorile mecanice necesare fiecărei şarje sînt următoarele : duritatea Brinell 170 –207, rezilienţă minimum 2 kgm/cm^2, rezistenţă la tracţiune minimum 45 kgf/mm^2, alungire minimum 5 %, limită de curgere minimum 33 kgf/mm^2.

Procentul de perlită în structură şi procentul de cementită remanentă nu trebuie să depăşească 15 %, respectiv 3 %.

Procedeul de fabricare a arborilor cotiţi şi a culbutorilor din fontă cu grafit nodular a fost asimilat şi caracteristicile impuse se obţin în mod curent.

La construcţia motorului cu 8 cilindri în V s-a adaptat pentru blocul motor soluţia cu bucşe montate (fig. 8). În acest fel, blocul cilindrilor se poate turna din fontă mai puţin pretenţioasă, rămînînd ca bucşele, piese de mare uzură, să fie turnate dintr-o fontă specială cu un eventual tratament termic al suprafeţei de lucru.

Turnarea pieselor se face pe crud, iar pentru formare se folosesc maşini prin scuturare şi presare.

Pentru turnare se folosește o fontă slab aliată cu următoarea compoziție chimică : C 3,2–3,4%, Si 2,2–2,4%, Mn 0,6–0,9%, Cr 0,15–0,25 %, V 0,1–0,20%, P max 0,3%, S max 0,1%.

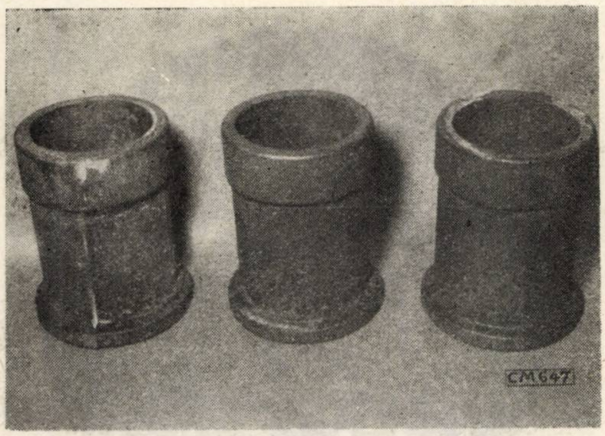


Fig. 8

Elaborarea metalului se face în sistem duplex, cubilou-cuptor electric. Fonta lichidă de la cubilou se introduce într-un cuptor electric cu arc, de 1,5 t, cu căptușeală bazică. În cuptorul electric se formează o zgură bazică, aruncînd cîteva lopeți de var. Fonta se supraîncălzește la aproximativ 1 450°C și se corectează analiza chimică prin adaosuri de feroaliaje pînă la compoziția dorită, adăugîndu-se și Fe–Cr. Pentru modificare se adaugă în oala de turnare Fe–V și Fe–Si. Cromul din compoziție ridică duritatea masei de bază și împreună cu V are rolul de a finisa structura masei de bază. Prin supraîncălzirea fontei și modificarea cu Fe–Si se obțin o finisare a grafitului și o uniformizare a durității în secțiunea piesei. Pentru verificarea calității pieselor se execută analiza chimică pe șarjă și duritatea la 5% din piese. Duritatea Brinell trebuie să corespundă cifrei de 210–260 unități. O dată cu intrarea în exploatare a instalației de preîncălzire a aerului la cubilou și prin obținerea unei fonte din cubilou cu temperaturi în jur de 1 500°C, s-a pus la punct și o metodă de elaborare a acestui material, fără folosirea metodei duplex. Pentru aceasta se elaborează în cuptorul electric un prealiaj de fontă cu 9% Cr și 4% V. Alierea fontei se face în acest caz direct în oala de turnare luată de la cubilou, introducînd prealiajul și apoi Fe–Si pentru modificare. Rezultatele ce se obțin sînt satisfăcătoare. În stadiul actual al fabricației bucșele trec după turnare la prelucrarea prin așchiere, rectificare și montaj, fără a li se aplica un tratament termic.

Pentru a se mări durata de exploatare a pieselor se preconizează ca în viitor să se aplice acestor bucșe și o călire superficială CIF pe suprafața interioară.

Axul cu came și pinionul distribuitorului la motorul cu 8 cilindri în V se toarnă din fontă aliată Cr–Mo–V–Cu. Acest aliaj s-a impus pentru considerentul că era necesară obținerea unei piese cu duritate mare, cu o structură rezistentă la uzură, în special pe vîrful camelor, și cu o rezistență suficient de scăzută pe porțiunile ce se prelucrează prin așchiere.

Aliajul adoptat, prin prezența cuprului și molibdenului, este puternic influențat la solidificare, în ce privește forma de cristalizare, de către diferențele mici ale vitezei de răcire. Forma camei din acest punct de vedere este favorabilă și prezintă o răcire mai puternică chiar la vîrful camei. Pentru a accentua mai mult acest fenomen s-a prevăzut la formare, împrejurul conturului camei, o nervură subțire de 2 mm, care, prin suprafața mare de răcire pe care o prezintă, accelerează solidificarea și pe conturul camei.

Definitivarea acestei tehnologii s-a făcut în urma unui mare număr de experiențe. În stadiul actual, problemele metalurgice legate de turnarea acestei piese sînt lămurite și se obțin piese în limitele de durități și structuri impuse, iar axele dau rezultate bune în exploatare.

Pentru formarea acestei piese s-a adoptat procedeul de turnare în coji de bachelită.

În figura 10 se observă un pachet de 4 axe cu came turnate, cu nervurile de răcire și cu sistemul de alimentare respectiv. După turnare se rup rețelele și nervurile de răcire, polizîndu-se apoi locurile de rupere, după care piesele sînt supuse controlului. Se trece apoi direct la operația de rectificare fără a mai fi necesar vreun tratament termic. Din cele indicate se observă că ciclul tehnologic de fabricare a axelor cu came în tehnologia adoptată este mult scurtat în comparație cu alte tehnologii cunoscute pentru fabricarea acestor piese.

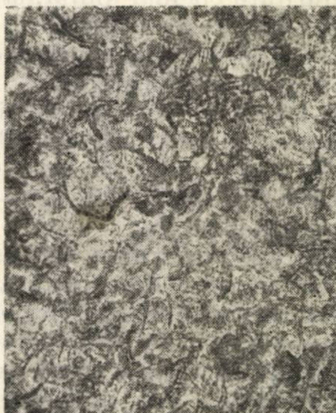


Fig. 9

Fonta necesară turnării axelor cu came și pinioanelor distribuitorului se elaborează în două etape. În prima etapă se elaborează la cuptorul electric cu arc de 1,5 t o fontă cu compoziția apropiată de aceea a analizei finale. Ca încărcătură, pentru elaborarea acestui material se folosesc fontă nouă de primă fuziune și materialul de recirculație provenit de la turnarea axelor cu came. Materialul elaborat în cuptorul cu arc se toarnă în bare cilindrice cu diametrul de 0,60 mm și servește drept material de încărcare pentru cuptorul cu inducție unde se execută șarja finală (a doua etapă).

Fonta elaborată în cuptorul cu arc va avea următoarea compoziție chimică : C 3,3 –3,5%, Si 2,2 –2,5%, Mn 0,6 –0,9%, Cu 1,0 –1,2%, S 0,1%, P 0,2%.

Barele din fontă turnată în cuptorul cu arc și de compoziția indicată mai înainte se încarcă, după ce se execută analiza chimică completă, într-un cuptor cu inducție lucrînd cu o frecvență de 2 400 Hz și avînd o capacitate de 250 kgf. După topirea fontei se corectează compoziția cu feroaliajele necesare. Fe — Si se adaugă în creuzetul cuptorului cu inducție și nu în oalele de turnare, pentru a elimina caracterul modificator al acestuia. În cazul elaborării fontei pentru pinionul distribuitorului, unde se urmărește o duritate cît mai uniformă a piesei, se face adaosul de Fe — Si în oală.

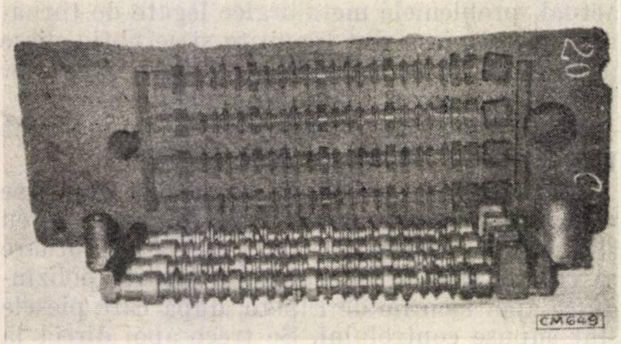


Fig. 10

La turnarea fontei se iau măsurile normale de executare a unei turnări corecte.

Compoziția fontei elaborate trebuie să fie între următoarele limite : C 3,3 –3,6%, Si 1,8 –2,3%, Mn 0,6 –0,9%, S max 0,1%, P max 0,2 %, Cr 0,9 –1,20 %, Mo 0,4 –0,7%, V 0,10 –0,15%, Cu 0,6 –0,9%.

Piesele obținute se supun unor verificări foarte amănunțite care constau din : analiză chimică pe șarjă ; determinarea durității Brinell pentru fiecare camă și palier la 30% din axele turnate ; structura metalografică pe o camă secționată și care are duritatea cea mai defavorabilă (din încercările făcute).

Duritățile obținute pe vîrful camelor se situează într-un interval de 360 –420 unități Brinell, cele pe spatele camelor între 300 și 360, iar cele pe paliere și pinion între 280 și 340.

Verificarea structurii metalografice se face comparînd structurile obținute cu cele indicate ca admisibile într-un album cu structuri din normele uzinei.

Masa de bază a structurii obținute este perlitică cu resturi de cementită. La vîrful camei, structura este ledeburitică cu orientare perpendiculară pe suprafața de lucru a camei, structură ce mărește rezistența la uzură a camei tocmai în porțiunea cea mai solicitată la frecare. În figura 11 este reprezentată structura ledeburitică din zona de la vîrful camei. Figura 12 reprezintă macrostructura unei came.

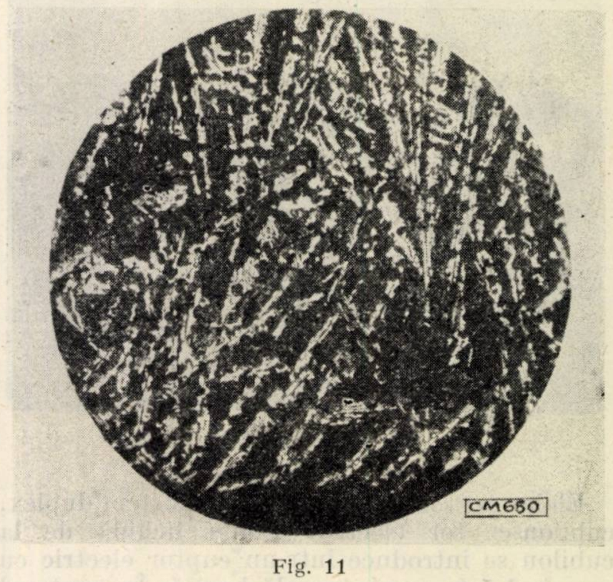


Fig. 11

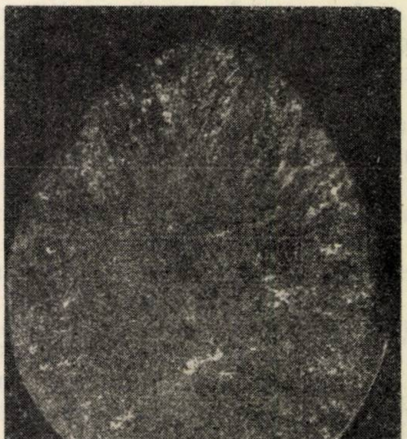


Fig. 12

Folosirea fontei nodulare și a fontelor aliate, deși se aplică numai la puține repere ale motorului de autocamion, repere de mare importanță însă, constituie numai un început pe linia folosirii în construcția de autocamioane a unor materiale speciale cu proprietăți tehnologice și caracteristici mecanice ridicate, în scopul îmbunătățirii continue a parametrilor funcționali și constructivi ai acestor produse.

CZ 629.12.011 : 621.791.011 : 621.785 : 669.14.018.293

Îndreptarea la cald a deformațiilor corpului navei. Influența încălzirii asupra proprietăților oțelului 09 G 2

Ing. MIHAIL SGRUMALA, ing. CORNEL CIUCĂ și ing. ALEXANDRU MARINESCU

În prezent, îmbinările corpurilor de nave se execută în întregime prin sudură. Față de nituire, sudura prezintă avantaje indiscutabile, fiind unanim recunoscut faptul că introducerea sudurii în construcția navelor a constituit un eveniment care a revoluționat acest domeniu.

Cu toate acestea, aplicarea sudurii la îmbinarea elementelor de structură ale navei trebuie făcută cu atenție, deoarece îmbinarea prezintă tensiuni interne și deformații [1]. Deformațiile, pe lîngă aspectul inestetic pe care-l dau corpului, contribuie în mare măsură la slăbirea rezistenței generale sau locale a navei și, de aceea, trebuie înlăturate. Înlăturarea deformațiilor se face, în general, prin îndreptare la cald sau la rece. Întrucît deformațiile învelișului corpului nu se pot înlătura prin îndreptare la rece, în cele ce urmează se vor studia numai metodele de îndreptare la cald, cum și efectul lor.

Folosirea, din ce în ce mai largă, a oțelurilor slab aliate la construcția navelor ridică noi probleme de care trebuie să se țină seamă la alegerea metodei de îndreptare.

Suprafețele deformate reprezintă porțiuni solicitate la întindere, datorită contracțiilor existente în regiunea cordoanelor sudate. Rezultă deci că, pentru îndreptarea deformațiilor, trebuie aplicate procedee care să ducă la contracția porțiunilor întinse.

Acest lucru se realizează prin încălzirea locală a învelișului, iar pentru mărirea contracțiilor, uneori, suprafața încălzită se răcește sau se ciocănește. Dacă la îndreptarea oțelurilor cu conținut redus de carbon se admite răcirea suprafeței încălzite, la oțelurile slab aliate [2], acest procedeu nu este admis, deoarece modifică proprietățile inițiale ale oțelului, obținîndu-se în zona răcită o călire a metalului. De asemenea, ciocănirea nu trebuie să se mai facă sub temperatura de 600°C întrucît metalul devine fragil.

Pînă în prezent a fost puțin studiată comportarea construcțiilor din oțel slab aliat, după îndreptarea la cald.

În lucrarea de față se prezintă metodele de îndreptare a deformațiilor și se studiază comportarea oțelului 09 G 2 folosit la învelișul corpului cargoului de 3 250/4 500 tdw și cargoului de cherestea de 3 000 t, construite în Șantierul naval-Galați.

În general, pentru îndreptarea corpului navei se începe cu osatura, trecîndu-se apoi la înveliș, în două etape: îndreptarea suprafețelor orizontale (punți, fund, dublu-fund) și îndreptarea suprafețelor verticale (pereți longitudinali și transversali, bordaje etc.). Nerespectarea succesiunii lucrărilor de îndreptare poate duce la apariția unor deformații generale mari sau la crearea unor tensiuni interne inacceptabile.

În șantierele de construcții navale se folosește un număr mare de metode de îndreptare, mai mult sau mai puțin diferite între ele, bazîndu-se însă toate pe încălzirea locală cu ajutorul flăcării oxiacetilenice.

Una dintre metodele cele mai des întrebuințat este metoda prin încălzire în ochiuri (ventuze) [3]; suprafețele încălzite la o temperatură de 800 – 900°C au diametrul de 35 – 60 mm, iar distanța dintre ele este de 70 – 160 mm. Succesiunea încălzirii este arătată în figura 1 a.

Metoda prezintă următoarele dezavantaje:

– după încălzire este necesară ciocănirea suprafeței, operație pentru care se folosesc încă doi muncitori;

– pentru îndreptarea tablelor cu grosimi mai mari decît 10 mm trebuie să se utilizeze un muncitor suplimentar;

– tablele cu grosimi mici (2 – 3 mm) prezintă, după îndreptare, o suprafață neregulată datorită loviturilor de ciocan;

– metoda nu este economică.

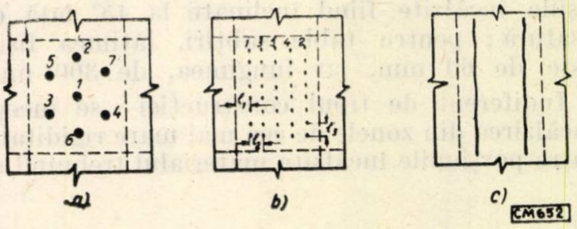


Fig. 1

În figura 1 b este arătată metoda de îndreptare prin încălzire în puncte. Diametrul suprafeței încălzite este de 20 – 40 mm; încălzirea se face în rînduri paralele cu osatura, la temperatura de 600 – 700°C. Pentru table cu grosimi de 3 – 6 mm, cele trei elemente l_1, l_2, l_3 au valorile:

$$l_1 = 100 - 120 \text{ mm}; \; l_2 = 40 - 50 \text{ mm și}$$
$$l_3 = 40 - 50 \text{ mm}.$$

Metoda prezintă dezavantajul unui consum ridicat de oxigen și acetilenă și nu se poate aplica la îndreptarea tablelor cu grosimi mai mari de 6 mm; în plus, dacă temperatura suprafeței încălzite depășește 800°C, după răcire apar umflături, care nu pot fi înlăturate. Metoda necesită, de asemenea, o ciocănire ușoară.

Metoda de îndreptare prin încălzire liniară (fig. 1 c) constă din încălzirea tablei la temperatura de 600 –700°C, de ambele părți ale osaturii, la o distanță care depinde de mărimea săgeții deformației. Încălzirea se face pe o lățime de 4 –5 ori grosimea tablei, fiind urmată de o ciocănire, la o distanță de 300 –400 mm în urma flăcării.

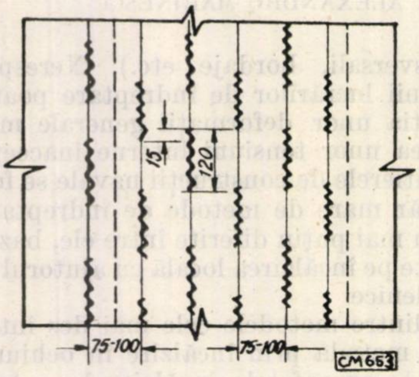


Fig. 2

Metoda dă rezultate bune, însă la îndreptarea tablelor subțiri, datorită contracțiilor neuniforme, rezultă o suprafață neregulată.

În cadrul unei variante [4], tabla deformată este încălzită pînă la 850°C în fîșii verticale sau înclinate (fig. 2 și 3), în funcție de profilul deformației, cu simplă, respectiv dublă curbură.

În ambele cazuri, încălzirea se face în zigzag pe o lățime de 15 mm. În figura 3, sensul operației de încălzire este indicat de săgeți, toate fîșiile încălzite fiind înclinate la 45° față de osatură ; pentru table subțiri, lățimea fîșiei este de 60 mm, iar lungimea, de 300 mm.

Indiferent de tipul construcției se începe încălzirea din zonele de cea mai mare rigiditate, între porțiunile încălzite materialul trebuind să rămînă în permanență rece ; în acest scop nu se procedează la noi încălziri decît după răcirea celor anterioare. Aplicarea loviturilor de ciocan se limitează la unele puncte mai rezistente.

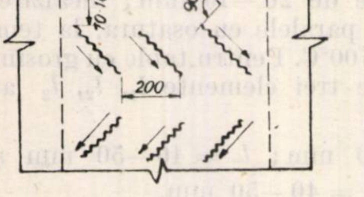


Fig. 3

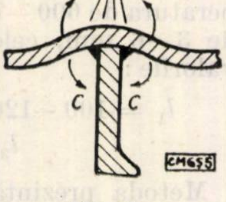


Fig. 4

Metoda se poate aplica pentru îndreptarea deformațiilor cu săgeți pînă la 25 mm și pentru grosimi ale tablelor de 3 –15 mm.

Procedeul prezintă avantajul unei uniformizări a tensiunilor interne, mai mult decît în cazul celorlalte procedee, necesitînd însă un consum destul de ridicat de oxigen și acetilenă.

O altă variantă a metodei de îndreptare prin încălzire liniară [5] constă în încălzirea tablei în dreptul osaturii la o temperatură de 700 – 750°C, pe o lățime egală cu grosimea tablei (fig. 4).

Deformarea învelișului corpului între osaturi este provocată, în cea mai mare măsură, de apariția tensiunilor unghiulare C (fig. 4), după răcirea cordoanelor sudate de colț. În același timp, apare și o deformație locală a tablei, în dreptul osaturii, vizibilă chiar după piturarea corpului navei.

Datorită încălzirii liniare de-a lungul osaturii, iau naștere tensiunile unghiulare C', de sens contrar celor de sudare, care micșorează deformația în planul osaturii și între osaturi. Varianta prezintă următoarele avantaje :

— un consum mai mic de oxigen și acetilenă ;

— contracțiile provocate de încălzire sînt mult mai mici ;

— operația de îndreptare se face cu un singur muncitor, nefiind necesară ciocănirea ;

— datorită eliminării deformației în planul osaturii, se micșorează rezistența la înaintare a navei ;

— prețul de cost al lucrărilor de îndreptare scade, crescînd productivitatea muncii.

Datorită avantajelor pe care le prezintă se apreciază că este cea mai indicată metodă pentru îndreptarea deformațiilor.

În cazul îndreptării porțiunilor care concură la rezistența generală a navei, metoda e aplicată însă cu multă circumspecție, întrucît nu se cunoaște efectul încălzirii asupra îmbinării sudate. Acesta a fost motivul care a dus la efectuarea cercetărilor expuse în continuare.

Pentru a studia influența încălzirilor asupra proprietăților îmbinărilor sudate ale corpului navei, s-au realizat două plăci de bordaj, la care s-au folosit table din oțel 09 G 2 și profile laminate din oțel St. 48. Distanța dintre profile s-a luat egală cu distanța dintre coaste a navei. De asemenea, îmbinările sudate au fost executate cu același flux și material de adaos și în aceleași condiții ca secțiile de bord ale navei.

Astfel, s-au utilizat tablă cu grosimea de 14 mm și profil bulb tip 20 b, de 12 mm grosime.

Pentru sudare s-au folosit sîrmă pentru sudarea automată S 1 X cu diametrul de 2 mm (STAS 1126-51) și flux AN348A (GOST 9087-59). Sudura a fost executată semiautomat, în poziție orizontală. Una din coaste a fost sudată cu calibru mărit pentru a permite scoaterea epruvetelor.

Dimensiunile plăcilor, amplasarea osaturii și săgeata deformațiilor sînt arătate în figura 5. Una din plăci a fost îndreptată prin încălzire liniară, în planul coastelor (ultima metodă), la temperatura de 720°C. Măsurarea temperaturii s-a făcut cu un pirometru optic, cu precizia de ± 10°C.

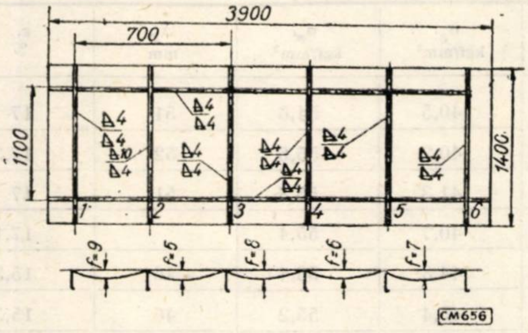

3900
700
1100
1400
Δ4
Δ10
1
2
3
4
5
6
f=9
f=5
f=8
f=6
f=7
CM656

Fig. 5

La stabilirea încercărilor la care urmau să fie supuse epruvetele scoase din cele două plăci, au fost întîmpinate unele dificultăți, deoarece pentru îmbinările de colț în *T*, cu excepția probei de duritate, încercările nu sînt standardizate.

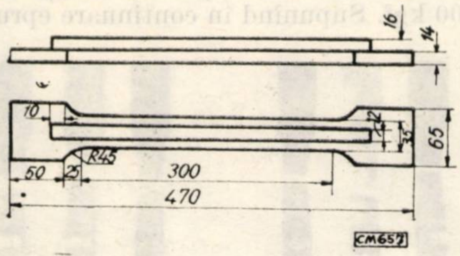

16
14
10
65
R45
50
25
300
470
CM657

Fig. 6

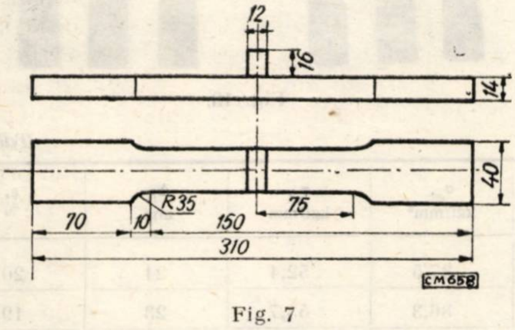

12
16
14
40
R35
70
10
150
75
310
CM658

Fig. 7

Cu acordul reprezentantului Registrului maritim U.R.S.S. din S.N.G., au fost stabilite următoarele probe:

— încercarea îmbinării sudate la tracțiune, pe epruvete scoase în lungul coastei (fig. 6) și perpendicular pe coaste (fig. 7);

— încercarea îmbinării sudate la încovoiere (fig. 8);

— încercarea la tracțiune (fig. 9);

— încercarea durității îmbinării sudate (fig. 10);

— probe metalografice în diferite secțiuni.

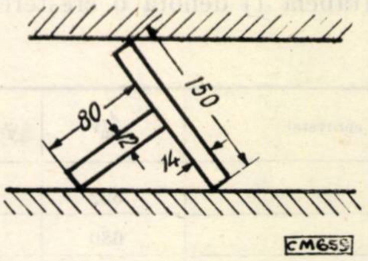

150
80
12
14
CM655

Fig. 8

Toate aceste încercări au fost efectuate pe cel puțin trei epruvete, din fiecare placă.

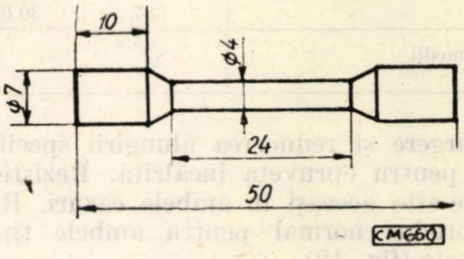

10
ø4
ø7
24
50
CM660

Fig. 9

În cele ce urmează se notează cu *A* epruvetele din placa neîndreptată și cu *B* epruvetele din placa îndreptată prin încălzire liniară.

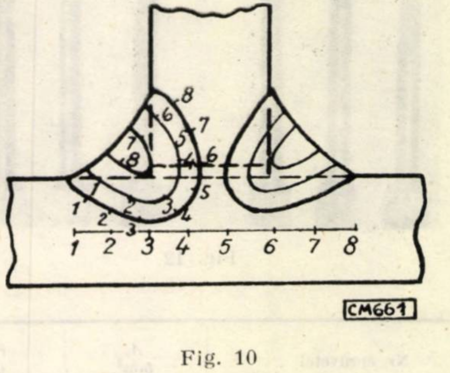

1
2
3
4
5
6
7
8
CM661

Fig. 10

Amplasarea epruvetelor pe cele două plăci este arătată în figura 11.

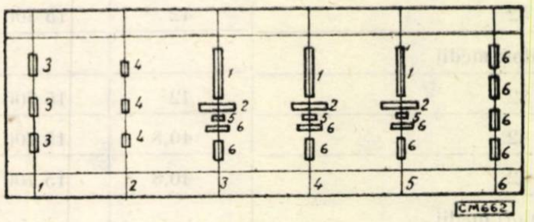

1
2
3
4
5
6
CM662

Fig. 11

Rezultatele încercărilor mecanice apar în tabelele 1–5.

Analizînd rezultatele încercărilor se constată următoarele :

— Încercarea la tracţiune a epruvetelor din figura 6 (tabela 1) denotă o creştere a limitei de curgere şi reducerea alungirii specifice cu 10% pentru epruveta încălzită. Rezistenţa la rupere este aceeaşi în ambele cazuri. Ruperea s-a produs normal pentru ambele tipuri de epruvete (fig. 12).

— Prin încercarea la tracţiune a epruvetelor din figura 7 (tabela 2) s-au obţinut, practic, aceleaşi valori pentru ambele tipuri de epruvete, aşa cum era şi de aşteptat. Ruperea s-a produs în afara îmbinării sudate (fig. 13), aceasta demonstrînd că încălzirea în lungul osaturii nu afectează rezistenţa îmbinării sudate.

Tabela 1

Nr. epruvetei	A, mm²	P_c, kgf	P_r, kgf	σ_c, kgf/mm²	σ_r, kgf/mm²	Δ_l, mm	ε, %
A 31	692	28 000	37 700	40,5	54,6	51	17
A 41	680	27 300	37 750	40,2	55,6	52	17,3
A 51	686	28 300	38 200	41,3	55,8	51	17
Valori medii				40,7	55,4		17,1
B 31	673	30 100	37 900	44,8	56,4	46	15,3
B 41	685	31 100	37 750	45,4	55,2	46	15,3
B 51	687	30 000	38 000	43,8	55,3	47	15,6
Valori medii				44,7	55,6		15,4

— Încercarea la încovoiere a epruvetelor din figura 8 (tabela 3) a dus la obţinerea unor valori egale pentru cele două tipuri de epruvete ; primele fisuri au apărut la un unghi a cărui valoare medie este de 66°, pentru o forţă maximă de 7 000 kgf. Supunînd în continuare epruvetele

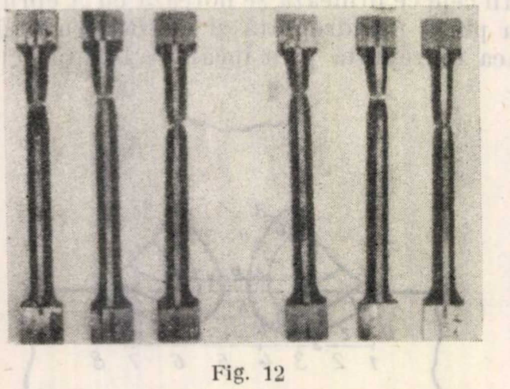


Fig. 12

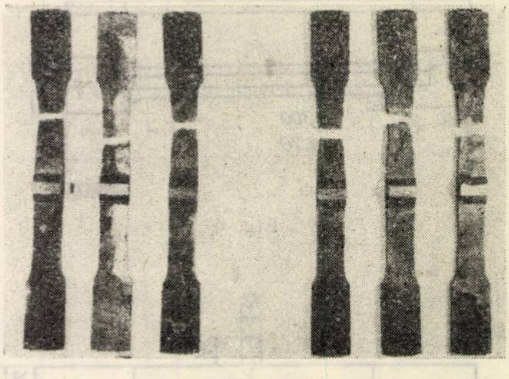


Fig. 13

Tabela 2

Nr. epruvetei	A, mm²	P_c, kgf	P_r, kgf	σ_c, kgf/mm²	σ_r, kgf/mm	Δ_l, mm	ε, %
A 32	40,8	15 300	21 400	37,5	52,4	24	20
A 42	41,4	15 000	22 200	36,3	53,7	23	19,2
A 52	42	15 700	22 600	37,4	53,8	25	20,8
Valori medii				37,1	53,3		20
B 32	42	15 700	22 200	37,4	52,9	23	19,2
B 42	40,8	15 700	22 000	38,5	54	23	19,2
B 52	40,8	15 700	22 000	38,5	54	24	20
Valori medii				38,2	53,7		19,5

la încovoiere, fisurile s-au lărgit, iar inima profilului s-a îndoit la 90°, fără rupere completă. (fig. 14).

Tabela 3

Nr. epruvetei	P_c, kgf	P_r, kgf	Unghiul la care au apărut fisuri
A 131	5 200	7 000	68°
A 132	5 300	7 100	60°
A 133	5 000	7 050	70°
Valori medii			66°
B 131	5 400	7 000	68°
B 132	5 200	7 000	60°
B 133	5 000	7 000	68°
Valori medii			65°30′

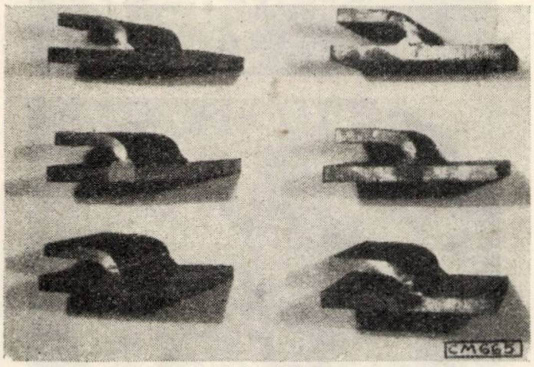


Fig. 14

— Încercarea la tracțiune (tabela 4) a dus la obținerea unor rezultate diferite pentru alungirea specifică. Obținerea de valori disparate pentru alungirea specifică, la epruvetele de tip *A*, se justifică prin modul cum s-au executat cordoanele de sudură de colț (semiautomat) din care s-au scos aceste epruvete. La sudarea semiautomată, regimul de sudare este puțin diferit de cel al sudării automate, din cauza vitezei de sudare (deci și de răcire) neuniforme. Încălzirea tablei la 720°C, în vederea îndreptării, duce și la încălzirea cordoanelor sudate, la o temperatură de 200 –400°C. Această încălzire constituie un tratament termic pentru cordoanele sudate care contribuie la nivelarea tensiunilor interne și la creșterea alungirii specifice.

Tabela 4

Nr. epruvetei	P_c, kgf	P_r, kgf	σ_c, kgf/mm²	σ_r, kgf/mm²	Δ_l, mm	ε, %
A 241	360	550	28,8	43,8	6,2	31
A 242	380	560	30,3	44,6	4,5	22,5
A 243	400	590	31,9	47	3,8	19
Valori medii			30,3	45		24,2
B 241	400	560	31,9	44,6	5,3	26,5
B 242	360	550	28,8	43,8	6,5	32,5
B 243	405	565	32,3	45,2	6,6	33
Valori medii			31	44,6		30,6

— Încercarea durității la epruvetele din figura 10 (tabela 5) s-a făcut în trei situații : pe îmbinări sudate neîndreptate, pe epruvete

Tabela 5

Felul epruvetei	Nr. epruvetei	Metalul de bază								Metalul cusăturii								Zona de influență termică							
		1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
neîncălzită	1	36	46	56	56	58	58	58	59	58	62	61	63	58	58	59	59	60	61	60	59	69	68	60	62
	2	48	58	58	58	58	58	58	58	59	59	60	61	58	59	58	59	56	61	64	65	62	65	66	63
	3	55	55	57	58	59	58	60	60	61	61	62	60	61	63	62	60	67	63	63	64	63	59	59	68
	4	46	57	58	57	58	57	59	59	60	60	62	61	59	60	60	60	63	62	62	63	64	64	63	62
încălzită (B)	1	59	60	60	62	60	61	61	61	64	63	64	65	66	64	63	62	68	63	67	65	70	69	64	67
	2	62	60	58	59	60	63	62	60	65	64	67	64	67	63	62	61	68	68	69	67	65	68	69	67
	3	62	60	57	59	58	62	61	61	64	63	62	63	62	61	62	62	67	68	68	65	65	65	66	67
	4	61	60	59	59	60	63	62	61	67	65	63	62	63	62	62	63	67	68	68	66	66	67	64	66
arsă (C)	1	42	62	61	61	61	60	59	60	61	61	61	62	60	60	59	58	63	61	70	66	72	68	67	68
	2	45	62	61	60	60	62	63	59	62	61	60	60	61	61	62	60	62	67	68	65	66	65	65	67
	3	59	59	63	62	61	60	60	61	61	60	63	62	61	60	63	62	63	67	67	63	68	68	67	66
	4	55	62	62	64	60	63	62	61	59	63	62	62	63	60	59	60	64	65	66	66	66	67	69	68

îndreptate prin încălzire la 720°C și pe epruvete îndreptate arse local*. Pentru fiecare tip de epruvetă s-au făcut cîte 32 de determinări ale durității (Rockwell scara B), atît în metalul de bază și al cusăturii, cît și în zona de influență termică.

Examinînd valorile medii ale durității fiecărui tip de epruvetă, se constată o creștere mică a durității îmbinării încălzite, în comparație cu epruveta neîncălzită. Această creștere este, în medie, de 5% pentru metalul cusăturii și cel de bază și de 8% pentru zona de influență termică. Creșterea durității cu 5–8% este mult mai mică decît creșterea durității datorită tăierii cu gaze (care poate ajunge pînă la 60%) și, în consecință, poate fi admisă fără rezervă.

Pentru aprecierea structurii îmbinărilor sudate, încălzite și neîncălzite, s-au efectuat microfotografii în toate zonele caracteristice ale îmbinării sudate, la un număr de șase epruvete din fiecare tip.

La epruvetele neîncălzite (tip A), structura de ansamblu a îmbinării sudate apare formată din următoarele zone distincte: cusătura, zona de trecere, zona de influență termică cu cristalite mari formate la supraîncălziri mari, zona normalizată, zona transformărilor incomplete și metalul de bază.

Aspectul macroscopic și microscopic al cusăturii diferă total de restul zonelor (fig. 15 a); structura este de oțel hipoeutectoid, fiind formată din cristalite primare de dimensiuni mari, concrescute normal pe zona de trecere. Această orientare a grăunților cristalini este determinată, pe de o parte de forma concavă a zonei de trecere, iar pe de altă parte, de acțiunea energică a răcirii pe care metalul de bază o exercită prin intermediul acestei zone.

În continuare, pe ambele părți ale zonei de trecere se observă structura bacilară, atît în cusătură, cît și în metalul de bază. În metalul de bază, dispus sub zona de trecere, se formează, în urma proceselor de recristalizare, grăunți mari de austenită, care în urma răcirii duc la formarea structurii Widmanstätten. Această zonă a apărut ca urmare a unui ciclu termic de încălzire cu viteză mare, la o temperatură situată cu mult peste temperatura de început de austenitizare a oțelului 09 G 2, urmată de o răcire relativ lentă a cărei valoare instantanee a fost cuprinsă în intervalul de transformare, favorabilă apariției structurii Widmanstätten.

Zona de normalizare (fig. 15 b) avînd cea mai fină structură din sudură s-a format în urma încălzirii la temperaturi de austenitizare, cu puțin peste punctul Ac_3 al oțelului 09 G 2, și a răcirii cu viteza corespunzătoare regimului termic de normalizare. În această zonă nu există separări de ferită preeutectoidă. Structura stratului se prezintă sub forma unui amestec feritocementitic foarte fin, cu aspect de oțel cvasieutectoid.

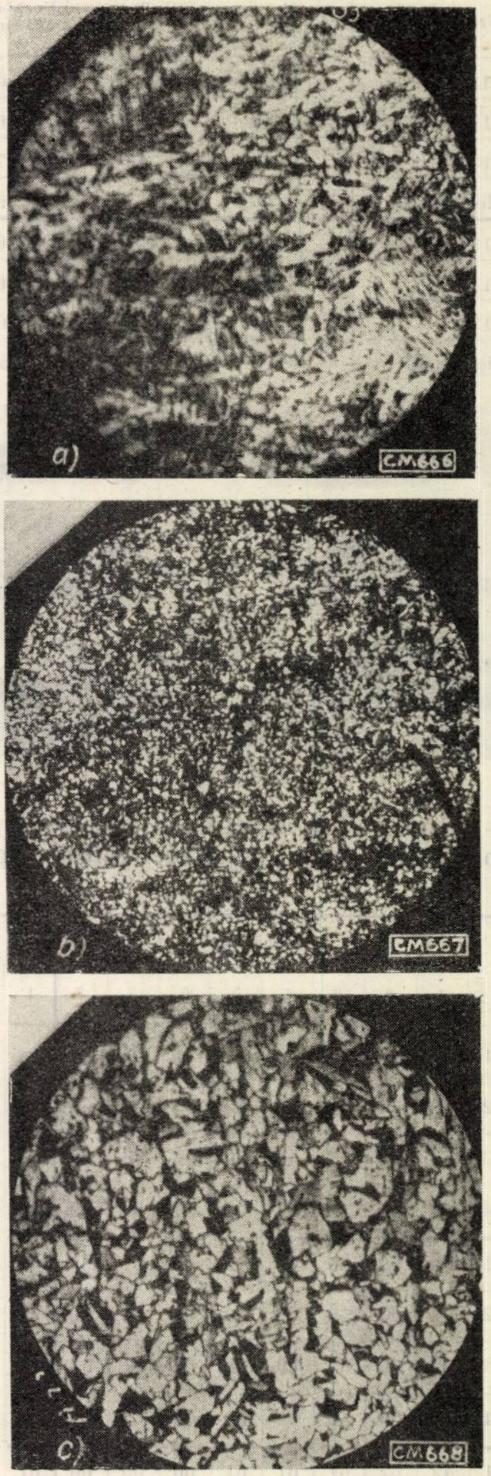


Fig. 15

Trecerea la metalul de bază se face printr-o zonă de transformări incomplete, cu aspect de oțel hipoeutectoid, structură condiționată de transformarea totală a perlitei și parțială a feritei preeutectoide, la temperaturi superioare temperaturii transformării austenito-perlitice, dar inferioare punctului critic Ac_3. În aceste condiții de încălzire și răcire apare o reorganizare parțială a constituenților în regiunile în care s-a obținut austenita. Încălzirea acestei zone, cu o viteză relativ mare, la o temperatură cuprinsă în intervalul de transformare, cum și timpul mic de menținere, fac ca aici să nu apară condiții favorabile creșterii grăunților. Dimensiunea medie a grăunților este cuprinsă între valorile corespunzătoare grăunților cristalini din zonele subiacente și supraiacente. În condițiile de realizare a acestor îmbinări sudate, la încălzirea, menținerea și răcirea metalului de bază din zona transformărilor incomplete, datorită inerției proceselor de formare a austenitei și de creștere a grăunților, structura metalului nu se înrăutățește. La obținerea unei structuri fine contribuie și incluziunile nemetalice, care, nedizolvate la temperatura de încălzire a metalului, împiedică mecanic creșterea grăunților.

---

* S-a considerat necesar să se studieze și acest aspect, deoarece în timpul încălzirii, din neatenție, materialul se poate arde local.

La probele cercetate nu se constată în structuri constituenți de călire și nici pori în cusătură. De asemenea, nu s-au pus în evidență nici structurile de recristalizare, deoarece metalul de bază, înainte de sudare, nu a fost supus deformărilor plastice.

În metalul de bază (fig. 15 c), structura este de oțel hipoeutectoid, formată din grăunți de ferită și de perlită.

Epruvetele încălzite (tip *B*) prezintă din punct de vedere calitativ aceleași structuri care au fost arătate la epruvetele de tip *A*, cu deosebirea că după metalul de bază neinfluențat termic, urmează încă o zonă cu structuri de normalizare, obținute la încălzirea pentru îndreptare. Aceste structuri sînt de oțel hipoeutectoid și sînt caracterizate printr-un grad de finețe ce merge crescînd spre suprafața tablei. Adîncimea acestei zone este de circa 1,5 mm și ea depinde de grosimea metalului de bază și de parametrii regimului de încălzire.

Epruvetele arse (tip *C*) încălzite incorect pînă la temperatura de ardere a oțelului 09G2 prezintă din punct de vedere calitativ un spectru de structuri identice cu cel al epruvetelor de tip *B*, încălzite corect pentru îndreptare.

Din punct de vedere cantitativ există însă o diferență în privința stratului normalizat, acesta fiind cu cîteva zecimi de milimetru mai gros, în raport cu cel al epruvetei încălzite corect. Acest lucru se explică printr-o încălzire mai energică a tablei în procesul de îndreptare. De remarcat este faptul că, chiar în prezența acestui accident tehnologic, materialul nu suferă transformări calitative.

Comparînd structurile celor trei tipuri de epruvete se constată următoarele:

— Între îmbinările sudate neîndreptate și cele încălzite în vederea îndreptării lor nu există din punct de vedere metalografic diferențe de ordin calitativ și, în consecință, nici diferențe între proprietățile mecanice și tehnologice.

— Chiar în cazul unei încălziri incorecte, modificările structurale nu diferă calitativ de cele care se obțin la încălzirea corectă a epruvetelor.

Colectivul a mai studiat influența încălzirii asupra structurilor îmbinării la diferite temperaturi. În acest scop epruvetele au fost încălzite la temperaturi de 700, 800 și 900°C. Analiza structurilor acestor trei tipuri de epruvete arată că între zonele de același fel nu există diferențe de ordin calitativ în ceea ce privește structura metalografică. Între epruvetele încălzite la 800 și 900°C există o diferență numai în privința grosimii stratului cu structuri de normalizare, provocate de încălzirea pentru îndreptare.

La epruvetele încălzite la 700°C se observă, în zona încălzită, o ușoară creștere a grăuntelui cristalin. Cu toate acestea stratul este format dintr-un amestec de ferită și perlită, cu un grad de dispersie de același ordin de mărime cu a metalului de bază neinfluențat termic.

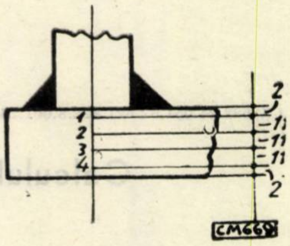


Fig. 16

Studiind variația structurii pe grosimea tablei învelișului s-au făcut microfotografii în punctele indicate în figura 16 pentru cele trei tipuri de epruvete. Din compararea microfotografiilor rezultă că structura metalului este, practic, aceeași pentru toate punctele analizate.

În ceea ce privește variația mărimii grăunților, aceasta a fost studiată în toate zonele îmbinării sudate, pe o direcție normală pe tabla învelișului. Rezultatele acestor determinări, pentru cele trei tipuri de epruvete, sînt reprezentate grafic în figura 17.

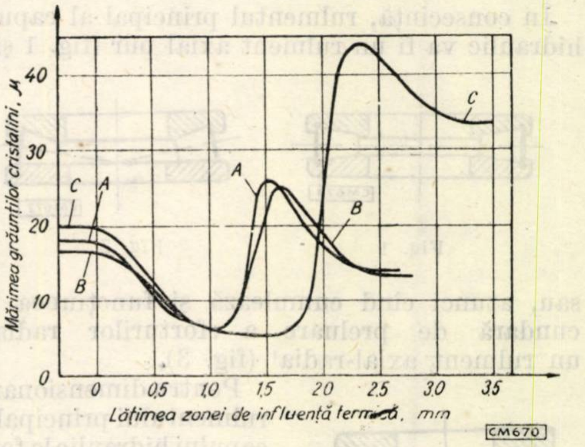


Fig. 17

Din analiza curbelor rezultă că mărimea grăunților cristalini este, practic, aceeași pentru epruvetele de tip A și B, iar în cazul epruvetelor de tip C curba variației mărimii grăunților are același aspect, prezentînd însă diferețe în ceea ce privește mărimea grăunților.

În concluzie din analiza încercărilor mecanice și metalografice efectuate pe epruvete, decupate din plăci care reproduc condiții asemănătoare cu cele întîlnite la construcția navei, rezultă că metoda de îndreptare a deformațiilor prin încălzire liniară a învelișului în dreptul osaturii se poate aplica la navele construite din oțel 09 G 2 deoarece : valoarea temperaturii de încălzire nu influențează în sens negativ proprietățile metalului de bază și ale cusăturii ; există un larg interval de temperaturi pentru care nu se produce o înrăutățire a structurilor și a proprietăților mecanice și tehnologice, putîndu-se alege temperatura la care efectul de îndreptare este maxim ; chiar în cazul abaterilor de la temperatura optimă de încălzire (720 –750°C) nu există pericolul ca aceasta să influențeze negativ proprietățile îmbinării sudate, recomandîndu-se totuși ca temperatura de încălzire să nu depășească valoarea de 900°C ; domeniul larg de temperaturi permite folosirea unui utilaj de încălzire ieftin și o tehnologie de lucru nepretențioasă ; în urma unui calcul economic făcut în comparație cu metoda clasică de îndreptare aplicată pînă acum la Șantierul naval Galați rezultă că metoda propusă reduce prețul de cost al lucrărilor de îndreptare cu circa 30%.

[1] *Belciuk, G. A. și Mațkevici, V. D.* Svarka v sudostroienie. Leningrad, Sudpromghiz, 1961. [2] *Kanfor, S. S.* Korpunsnaia stali. Leningrad, Sudpromghiz, 1960. [3] *Glozman, M. K. și Sokolov, V. F.* Postroika korpusa sudna na stapele. Leningrad, Sudpromghiz, 1961. [4] *Peter, J. și Mieron, M.* Utilizarea îndreptării prin încălzire în construcții navale. În : Schiffbautechnik, iunie 1961. [5] *Strasburger, E.* Die Schweisstechnik. Leipzig, Fachbuchverlag, 1955. [6] *Sălăgean, Tr.* Fenomene fizice și metalurgice la sudarea cu arc electric a oțelurilor. București, Editura Academiei R.P.R., 1963. [7] *Schumann, H.* Metalurgie fizică. București, Editura tehnică, 1962. [8] *Guleaev, A. P.* Tratamentul termic al oțelului. București, Editura tehnică, 1962. [9] *Steinberg, S. S.* Metallovedenie. Sverdlovsk, Metallurghizdat, 1961. [10] *Blanter, M. E.* Fazovîe prevrascenie pri termicescoi obrabotke stali. Moscova, Metallurghizdat, 1961.

Pentru tînărul inginer

CZ 622.24.051.5 : 621.822.8.001.24

Calculul sarcinii axiale echivalente a rulmentului principal al capului hidraulic pentru foraj

Ing. GABRIEL POPESCU

Capul hidraulic are de suportat ca efort principal o sarcină axială și ca eforturi secundare numai forțe radiale provenite din vibrația garniturii de foraj și, în special, a prăjinii pătrate.

În consecință, rulmentul principal al capului hidraulic va fi un rulment axial pur (fig. 1 și 2) sau, atunci cînd cumulează și funcțiunea secundară de preluare a eforturilor radiale, un rulment axial-radial (fig. 3).

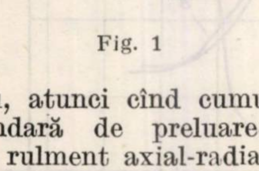


Fig. 1

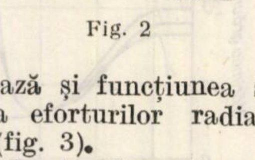


Fig. 2

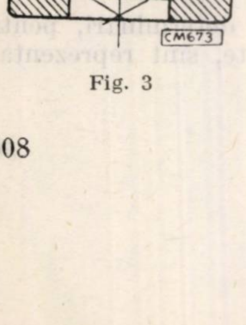


Fig. 3

Pentru dimensionarea rulmentului principal al capului hidraulic la forța axială, este necesar să se ia în cosiderare caracterul variabil al condițiilor de foraj, fapt care atrage după sine tendința de variație a încărcărilor momentane ale rulmentului.

În cadrul articolului se încearcă să se arate o cale pentru abordarea problemei sarcinii axiale echivalente, evidențiindu-se modul în care trebuie luate în considerare condițiile de lucru (tehnologia forajului).

Din analiza condițiilor funcționale reies următoarele aspecte specifice :

— viteza mecanică de foraj este foarte variabilă cu adîncimea, în medie — pentru un mare număr de sonde — scăzînd cu adîncimea (din motive de forabilitate variabilă a rocii și datorită variației parametrilor tehnologici de foraj) ;

— garnitura de foraj variază în ce privește componența, în funcție de adîncime, greutatea acestei garnituri fiind componenta cea mai importantă a forței axiale suportate de rulment ;

— turația mesei rotative (și deci și aceea a rulmentului capului hidraulic) variază, de asemenea, cu adîncimea, variația realizîndu-se în trepte conform schemei cinematice a transmisiei intermediare sau a troliului ;

— apăsarea pe sapă este de asemenea variabilă în funcție de adîncime după o lege care, chiar la o sondă dată, nu poate fi prevăzută nici cel puțin ca alură.

Considerînd aspectele specifice indicate, reiese evident că nu se poate efectua calculul pe baza durabilității ca număr total de ore de funcționare, ci ca număr total de megature (milioane de rotații), lucru ce va fi stabilit în cele ce urmează. În acest scop este necesar să se facă următoarele operații :

a. Se trasează curba turației mesei rotative n în funcție de adîncimea săpată A (fig. 4) :

$$n = f_1\ (\mathrm{A})\ \mathrm{rot/min}.$$

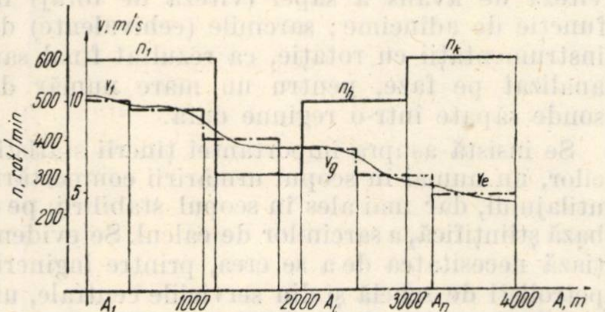


Fig. 4

Aceasta este în general o curbă în paliere în care $n_1, n_2, \ldots, n_k$ sînt turațiile realizabile ale mesei rotative.

b. Se trasează pe aceeași diagramă curba vitezei mecanice de foraj v în funcție de adîncimea A :

$$v = f_2(A)\ \mathrm{m/h}\ (\mathrm{fig.}\ 4).$$

Această curbă este — statistic vorbind — o curbă descrescătoare, asimilîndu-se cu o curbă în paliere, care prezintă valorile caracteristice $v_1, v_2, \ldots, v_l$.

Pentru ambele curbe (n și v) sînt necesare valori statistice deduse din experiența forajului.

c. Se calculează (și se marchează pe diagramă) timpii de săpare necesari t_i (ore), pe porțiuni caracteristice de n constant și v constant, după cum urmează :

$$t_i = \frac{A_i}{v_g},$$

unde : $1 < i < n$ și $1 < g < l$.

d. Se calculează apoi numărul de megature * N_i necesar săpării fiecărei porțiuni A_i și anume :

$$N_i = 10^{-6} \cdot 60 \cdot t_i \cdot n_{g_i},$$

în care : $1 < i < n$ și $1 < g < l$.

Numărul de megature necesar săpării unei sonde va fi :

$$N_n = \sum_1^n N_i .$$

e. Se trasează curba $F = f_3\ (A)$ conform figurii 5 :

$$F =)\, G - F_l) - P\ (\text{curba } 2 \text{ din cadranul } a),$$

în care : F este sarcina la cîrlig, t ;

G — greutatea garniturii de foraj (curba *1* din cadranul *a*), t ;

F_l — efectul de flotabilitate, t ;

P — apăsarea sapei pe talpa sondei, t.

Este mai comod ca diferența $(G - F_l) - P$ să se facă grafic. În acest scop se trasează — pe bază statistică — curba $P = f_4\ (A)$. În figura 5 s-a asimilat această variație cu o curbă în paliere (curba *3* din cadranul *a*).

f. Pe aceeași diagramă se ține seamă de suprasolicitări de durată sub rotație (anumite instrumentații) printr-o forță de instrumentație F_{ins} mai mare decît cea întîlnită în timpul forajului normal. Această forță lucrează un timp dat sub o turație dată, corespunzînd unui număr N_{ins} de megature pentru o sondă (se menționează că F_{ins} este o forță echivalentă determinată statistic pentru un mare număr de sonde; F_{ins} și N_{ins} sînt caracteristice unei anumite regiuni).

g. Cu ajutorul curbei intermediare $N = \psi(A)$ (curba *4* din cadranul *b*) se trasează curba finală $F = f_5(A)$ (curba *5* din cadranul *c*).

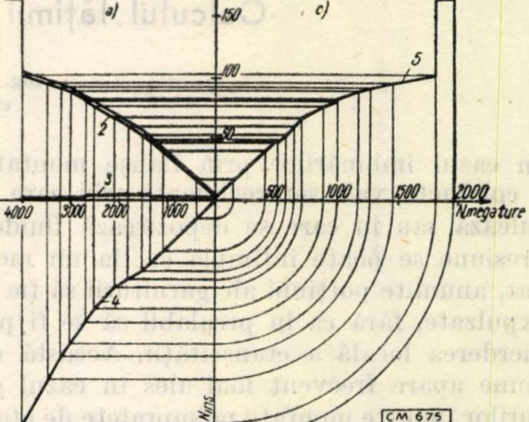


Fig. 5

Diagrama din figura 5 a fost construită aproximativ pentru o garnitură de foraj combinată 6 5/8 —4 1/2 —3 1/2 și pentru o variație a lui N_i corespunzătoare valorilor din figura 4. Se vede că alura curbei finale *5* (cadranul *c*), adică $F = \varphi(N)$ diferă sensibil de aceea a curbei iniţiale *2*, adică de $F = f_3(A)$.

---

* Prin megature autorul precizează 10^6 rotații.

h. Se calculează sarcina echivalentă a rulmentului cu formula:

$$F_e = \sqrt[p]{\frac{\int_0^{N_s} F^p \cdot \mathrm{d}N + F_{ins}^p \cdot N_{ins}}{N_s + N_{ins}}} = \frac{\sqrt[p]{\int_0^{N_s} F^p \cdot \mathrm{d}N + F_{ins}^p \cdot N_{ins}}}{\sqrt[p]{N_s + N_{ins}}}. \tag{1}$$

Integrala de la numărător se poate efectua, practic, prin trasarea curbei $\Phi = [\varphi(N)]^p$ pe o hîrtie de calitate, de o grosime omogenă şi de greutate unitară etalonată şi prin cîntărirea diagramei decupate. Se poate considera că exponentul p are valoarea 3,33.

i. Pentru calculul efectiv al rulmentului este necesar să fie cunoscută durabilitatea lui:

$$L_N = S\,(N_S + N_{ins}), \tag{2}$$

în care S reprezintă numărul de sonde săpate cu acelaşi cap hidraulic.

Coeficientul de durabilitate va fi:

$$f_N = \sqrt[p]{S\,(N_S + N_{ins})}. \tag{2a}$$

Din cele prezentate reiese că problema dimensionării unui rulment de cap hidraulic nu este de loc simplă. Nu poate fi vorba, la proiectare, de un rulment construit „ad hoc" pentru o sondă cunoscută sau pentru un grup de sonde cunoscute. În realitate trebuie să se dimensioneze un rulment cu care să se poată săpa un număr dat de sonde, luîndu-se în considerare condiţii necunoscute de lucru, rezultate din forabilitatea rocilor săpate şi din procesul tehnologic admis pentru foraj.

Pentru a se ţine seamă de aceste lucruri este necesar să se utilizeze date statistice privind următoarele aspecte: apăsarea sapei pe talpa sondei în funcţie de adîncime; componenţa garniturii de foraj în funcţie de adîncime; turaţia mesei rotative în funcţie de adîncime; viteza de avans a sapei (viteza de foraj) în funcţie de adîncime; sarcinile (echivalente) de instrumentaţii cu rotaţie, ca rezultat final sau analizat pe faze, pentru un mare număr de sonde săpate într-o regiune dată.

Se insistă asupra importanţei ţinerii statisticilor, nu numai în scopul urmăririi comportării utilajului, dar mai ales în scopul stabilirii, pe o bază ştiinţifică, a sarcinilor de calcul. Se evidenţiază necesitatea de a se crea, printre inginerii petrolişti de schelă şi din serviciile centrale, un curent de opinie favorabil întocmirii corecte a acestor statistici şi prelucrării lor sub forma cerută de către proiectanţii de utilaj petrolier.

---

[1] *Beizelman, R. D.* şi *Tepkin, B. V.* Rulmenţi. Bucureşti, Editura tehnică, 1956. [2] *Palmgren, A.* Bazele tehnicii rulmenţilor. Bucureşti, I.D.T., 1954.

CZ 621.64-762.42.001.24

Calculul lăţimii minime a garniturilor plate

Ing. ALEXANDRU PAVEL
Candidat în ştiinţe tehnice

În cazul îmbinărilor prin flanşe montate pe conducte, vase sau recipiente prin care vehiculează sau în care se depozitează fluide sub presiune se poate întîmpla ca, la un moment dat, anumite porţiuni ale garniturii să fie brusc expulzate, fără ca în prealabil să se fi produs pierderea locală a etanşeităţii. Această defecţiune apare frecvent mai ales în cazul garniturilor înguste montate pe suprafeţe de etanşare netede şi de cele mai multe ori atunci cînd mediul de lucru este un lichid.

Se consideră o garnitură plată, asupra căreia acţionează următoarele forţe (fig. 1):

— forţa minimă necesară pentru menţinerea etanşeităţii la funcţionarea în regim staţionar, uniform distribuită pe circumferinţa cu diametrul D_{mg}, acţionînd pe ambele feţe ale garniturii [1]:

$$P_e = \pi\, D_{mg} b_0 q, \text{ kgf}; \tag{1}$$

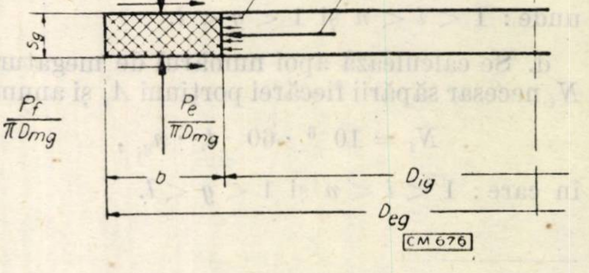


Fig. 1

— forța radială exercitată de mediul sub presiune, uniform distribuită pe circumferința cu diametrul D_{ig}:

$$P_p = \pi D_{ig} s_g p (1-\varepsilon), \text{ kgf}; \tag{2}$$

— forța de frecare care apare pe ambele fețe ale garniturii datorită acțiunii forței P_e, uniform distribuită pe circumferința cu diametrul D_{mg}:

$$P_f = \mu P_e = \mu \pi D_{mg} b_0 q, \text{ kgf}. \tag{3}$$

În expresiile (1), (2) și (3):

p este presiunea de lucru la funcționarea în regim, kgf/cm²;
$D_{mg} = \frac{D_{ig}+D_{eg}}{2}$ — diametrul mediu al garniturii, cm;
D_{ig} — diametrul interior al garniturii, cm;
D_{eg} — diametrul exterior al garniturii, cm;
s_g — grosimea inițială a garniturii, cm;
b_0 — lățimea efectivă a garniturii pe care se repartizează presiunea instantanee de strîngere la funcționarea în regim, cm;
q — presiunea instantanee pe suprafața de contact a garniturii la funcționarea în regim staționar, kgf/cm²;
μ — coeficientul de frecare de alunecare între garnitură și suprafața de etanșare:
ε — contracția relativă a garniturii.

Pentru ca garnitura să nu fie expulzată, este necesar să fie îndeplinită condiția:

$$2\frac{P_f}{\pi D_{mg}} \geqslant \frac{P_p}{\pi D_{ig}}, \tag{4}$$

de unde, dacă se ține seamă de formulele (1–3), rezultă:

$$b_0 \geqslant \frac{p s_g}{2\mu q}(1-\varepsilon). \tag{5}$$

Dacă condiția (4), respectiv (5), nu este îndeplinită, sub acțiunea forței radiale exercitate de fluidul de lucru aflat sub presiune, poate avea loc expulzarea garniturii.

În mod obișnuit, presiunea instantanee pe suprafețele de contact ale garniturii la funcționarea în regim staționar se determină cu relația:

$$q = m \cdot p, \tag{6}$$

în care m este coeficientul de strîngere a garniturii în condiții de regim.

Introducînd (6) în (5) se obține:

$$b_0 \geqslant \frac{s_g}{2\mu m}(1-\varepsilon). \tag{7}$$

Pentru coeficientul de frecare μ, în literatura de specialitate [2] sînt indicate următoarele valori:

$\mu = 0{,}2$ — pentru garnituri metalice și azbometalice;

$\mu = 0{,}4$ — pentru garnituri noi (pentru cauciuc, μ poate atinge valoarea 0,6).

În scopul asigurării unei demontări ușoare a garniturii, pe una dintre fețele sale se întinde ulei sau pastă de etanșat sau una din suprafețele de etanșare se grafitează. În acest caz, coeficientul de frecare μ scade și poate atinge chiar valoarea $\mu = 0{,}1$. Admițînd că $\mu = 0{,}1$ este valoarea minimă posibilă a coeficientului de frecare, de alunecare, rezultă:

$$b_0 \geqslant 5\frac{s_g}{m}(1-\varepsilon). \tag{8}$$

S-a arătat că pericolul cel mai mare de distrugere prin expulzare se ivește în cazul garniturilor montate între suprafețe de etanșare netede (fig. 2). Pentru astfel de etanșări, lățimea efectivă a garniturii pe care se repartizează presiunea instantanee de strîngere la funcționarea în regim are valoarea [3]:

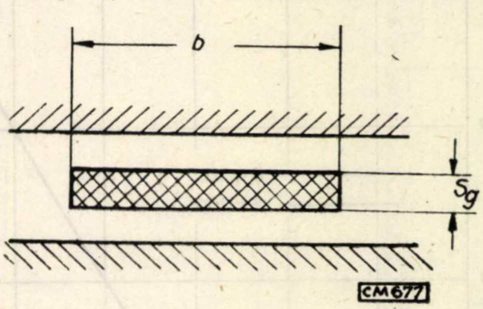


Fig. 2.

$$b_0 = \frac{b}{2}, \tag{9}$$

în care: $b = \frac{D_{eg} - D_{ig}}{2}$ este lățimea geometrică a garniturii, cm.

Introducînd (9) în (8) se obține expresia de calcul al lățimii geometrice a garniturii pentru tipul de etanșare menționat:

$$b \geqslant 10\frac{s_g}{m}(1-\varepsilon). \tag{10}$$

În tabela 1 sînt date valorile minime ale lățimii geometrice b, calculate cu formula (10) în cazurile $\varepsilon = 0$ și $\varepsilon = 0{,}3$ pentru cîteva tipuri de garnituri. Pe baza acestor valori a fost construit graficul reprezentat în figura 3,

Tabela 1

Tipul garniturii	m [3]	Grosimea iniţială a garniturii s_g, mm											
		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
		lăţimea minimă *b*, mm pentru ε=0						lăţimea minimă *b*, mm pentru ε=0,30					
Cauciuc de duritate medie	0,50	10	20	30	40	50	60	7	14	21	28	35	42
Cauciuc moale cu inserţie textilă sau cauciuc dur	0,75	6,7	13,3	20	26,7	33,4	40	4,7	9,3	14	18,7	23,4	28
Cauciuc dur cu inserţie textilă	1,00	5	10	15	20	25	30	3,5	7	10,5	14	17,5	21
Clingherit, paronit, kautasit sau azbest presat	1,50	3,3	6,7	10	13,3	16,6	20	2,3	4,7	7,0	9,3	11,6	14
Azbest presat cu armătură de sîrmă	2,50	2	4	6	8	10	12	1,4	2,8	4,2	5,6	7	8,4
Garnitură plată azbometalică cu înveliş din cupru sau aluminiu	3,25	1,5	3,1	4,6	6,2	7,7	9,2	1,10	2,1	3,2	4,3	5,4	6,5
Garnitură plată azbometalică cu înveliş din oţel moale	3,50	1,4	2,9	4,3	5,7	7,1	8,6	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Garnitură plată azbometalic cu înveliş din oţel inoxidabil austenitic	3,75	1,3	2,7	4,0	5,3	6,7	8,0	0,9	1,9	2,8	3,7	4,7	5,6

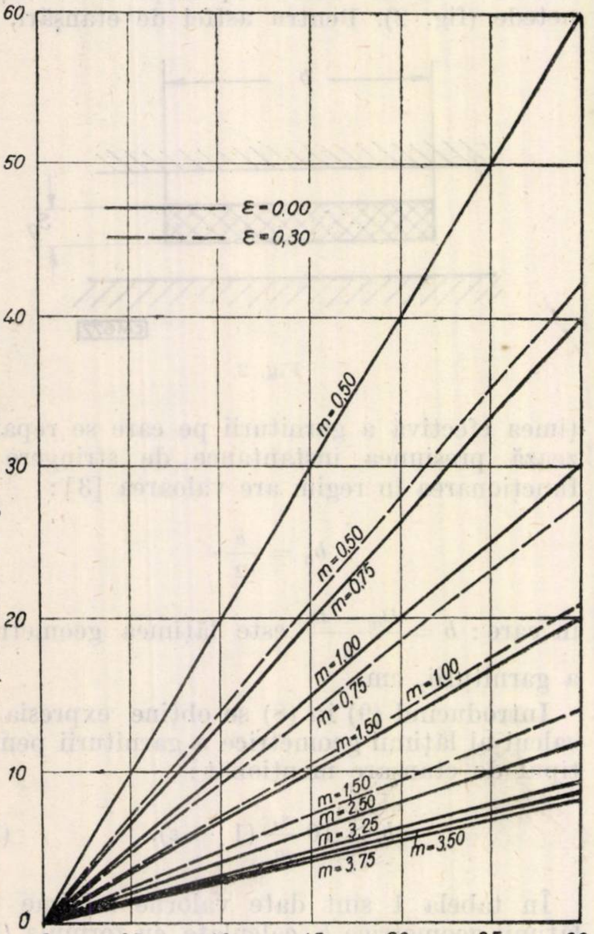


Fig. 3.

cu ajutorul căruia poate fi determinată lăţimea geometrică minimă a garniturilor plate în funcţie de grosimea iniţială a garniturii s_g şi de natura materialului garniturii (respectiv coeficientul *m*).

Din analiza formulei (10) şi a graficului reprezentat în figura 3 se desprind următoarele trei concluzii:

— pentru un material dat (m = const.), lăţimea minimă *b* a garniturii creşte cu creşterea grosimii iniţiale s_g a garniturii; această creştere se datoreşte măririi rigidităţii garniturii;

— dacă pentru aceleaşi condiţii grosimea garniturii s_g se menţine constantă şi se schimbă materialul garniturii ($m \neq$ const.), se constată că, cu creşterea coeficientului *m*, lăţimea minimă *b* a garniturii scade; această scădere se datoreşte reducerii elasticităţii garniturii (modulul de elasticitate al garniturii creşte cu creşterea coeficientului *m*), ceea ce face ca, pentru acelaşi grad de deformare a garniturii, forţa necesară P_e să crească şi deci să crească şi forţa de frecare P_f;

— cu cît contracţia relativă ε a garniturii este mai mică, cu atît lăţimea minimă a garniturilor plate are o valoare mai mare şi invers.

Observaţie. Atunci cînd s-a pus condiţia ca garnitura să nu fie expulzată — formula (5) — capacitatea de rezistenţă a garniturii la solicitarea de întindere dată de forţa radială de presiune nu a fost luată în seamă. Pentru garniturile confecţionate din materiale moi (azbest, cauciuc etc.) ignorarea capacităţii de rezistenţă este pe deplin justificată, întrucît pentru aceste garnituri rezistenţa de rupere la întindere este neglijabilă. Pentru garniturile confecţionate din materiale mixte (azbometalice) sau dure (metalice), pentru care rezistenţa de rupere la întindere poate fi apreciabilă, ignorarea capacităţii de rezistenţă nu mai este justificată. Se remarcă însă că, dacă în acest din urmă caz se neglijează totuşi capacitatea de rezistenţă la întindere a garniturii, prin aplicarea formulei (10) se obţine un rezultat acoperitor.

Exemplu de calcul. Se propune să se determine lăţimea minimă admisibilă a unei garnituri plate confecţionate din cauciuc moale cu inserţie textilă. Se cunosc următoarele date:

— grosimea iniţială a garniturii $s_0 = 3$ mm;

— contracţia relativă a garniturii în condiţii de regim $\varepsilon = 0{,}3$;

— tipul suprafeţelor de etanşare — plane, netede, din oţel;

— coeficientul de frecare a cauciucului pe oţel $\mu = 0{,}6$;

— coeficientul de strîngere a garniturii în condiţii de regim $m = 0{,}75$.

Înlocuind mărimea b_0 din formula (7) prin valoarea sa dată de expresia (9) se obţine:

$$b \geqslant \frac{s_0}{\mu m}(1 - \varepsilon).$$

Lăţimea minimă admisibilă a garniturii plate date va fi:

$$b = \frac{3}{0{,}6 \cdot 0{,}75}(1 - 0{,}3) = 4{,}66 \text{ mm}.$$

Se adoptă $b = 5$ mm.

---

[1] *Pavel, A.* În: Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 2, 1961, p. 151—158. [2] *Trutnovsky, K.* Garnituri de contact la organe de maşini fixe şi în mişcare. Bucureşti, I.D.T., 1959. [3] *Kantorovici, Z. B.* Osnovî rasciota himiceskih maşin i apparatov. Moscova, Maşghiz, 1960.

CZ 621.81.004.64:620.179.141

Contribuţii la sporirea eficienţei controlului defectoscopic prin metoda pulberilor magnetice

Ing. ŞTEFAN SCÎNTEIE

Întrucît metoda pulberilor magnetice pentru depistarea defectelor apărute la organele de maşini, în timpul prelucrării sau după o funcţionare îndelungată, este foarte cunoscută din punct de vedere teoretic şi destul de răspîndită în practică, prezentul articol urmăreşte numai îmbunătăţirea metodei, în scopul aplicării ei în mod cît mai corect şi cu rezultate cît mai corespunzătoare.

În cadrul articolului se indică în mod sumar domeniul de aplicare a controlului, în funcţie de calitatea, forma şi suprafaţa piesei, precum şi de natura defectului, şi se insistă asupra metodelor de verificare a calităţii materialelor auxiliare utilizate (pulbere magnetică, suspensie etc.), astfel încît capacitatea de depistare să fie cît mai ridicată.

Totodată se descriu şi o serie de utilaje folosite, cu toate datele constructive, care, considerînd simplitatea construcţiei, pot fi executate cu resursele interne ale oricărei întreprinderi.

1. Domeniul de utilizare a metodei

Metoda pulberii magnetice permite descoperirea, fără distrugere, a defectelor în piesele confecţionate din oţeluri feromagnetice, defecte care se termină însă la suprafaţă sau se află la o adîncime mică în material (pînă la 2 mm), în funcţie de caracterul defectului şi de regimul de control.

Principiul metodei constă în faptul că la magnetizarea pieselor confecţionate din material feromagnetic, în regiunile cu defecte are loc o dispersie a liniilor de forţă, iar la ieşirea lor la suprafaţa materialului, pe marginea discontinuităţilor, apar zone de polarităţi diferite.

Dacă pe suprafaţa piesei se presară pulberea (metoda uscată) sau se împrăştie suspensia magnetică (metoda umedă), polii formaţi la delimitarea discontinuităţilor vor atrage particulele de pulbere, indicînd defectul şi, ca urmare a spectrului format, chiar natura lui.

Prin controlul magnetic se pot descoperi: fisuri datorită oboselii şi trepidaţiei; stratificări de material în timpul forjării sau laminării; discontinuităţi şi fisuri în suduri; fisuri apărute în timpul tratamentului termic sau al rectificării.

Verificarea se poate face pe piese demontate, cu ajutorul aparatelor staţionare, cum şi pe ansambluri, prin folosirea defectoscoapelor portabile.

Se cunosc două procedee de control cu ajutorul pulberii magnetice, unul bazat pe magnetismul remanent, celălalt folosind direct cîmpul magnetic.

Controlul pe baza magnetismului remanent se recomandă la toate piesele confecţionate din oţeluri feromagnetice aliate pentru construcţii, tratate termic (călite şi revenite, cementate, nitrurate şi parţial normalizate).

Controlul direct în cîmpul magnetic se foloseşte pentru piesele din oţel cu conţinut mic de carbon şi, în general, pentru cele în stare recoaptă sau după deformare la cald.

În funcţie de poziţia defectului în material, se folosesc trei procedee de magnetizare:

— magnetizare circulară, realizată prin trecerea curentului alternativ prin piesă sau printr-un conductor introdus în cavitatea piesei, procedeu care asigură descoperirea defectelor longitudinale sau a celor situate sub orice unghi faţă de axa piesei, exceptînd pe cele apropiate de 90°;

— longitudinală, în cîmp magnetic, realizată cu ajutorul unui solenoid, al unui electromagnet sau cu un cablu suplu înfăşurat în jurul piesei, procedeu care asigură descoperirea defectelor transversale; procedeul este folosit şi pentru controlul pieselor la care magnetizarea circulară este dificilă;

— magnetizare combinată, folosindu-se concomitent magnetizarea circulară şi longitudinală.

Piesele şi ansamblele, înainte de a fi supuse controlului magnetic, se curăţă pentru îndepărtarea murdăriei, coroziunii sau a nisipului rămas eventual după sablare.

Se admite controlul prin metoda pulberii magnetice la piesele fosfatate, vopsite sau protejate electrochimic (zincate, cadmiate, cromate), cu condiţia ca grosimea stratului de acoperire să nu depăşească 30 – 50 µm.

2. *Condiţiile necesare şi metodele de încercare a pulberii magnetice*

Pulberea folosită la controlul feromagnetic se stabileşte în funcţie de culoarea suprafeţei pieselor, şi anume:

— pulberea magnetică pentru suprafeţe de culoare deschisă, obţinută din oxid de fier (Fe_3O_4) măcinat fin, de culoare cafenie închisă sau neagră, cu dimensiunile particulelor de cel mult 50 µm, folosită la controlul pieselor prelucrate prin aşchiere, rectificate, lustruite sau sablate; în lipsa magnetitei se poate utiliza pulbere de fier curat sau din alţi oxizi de fier, cu condiţia să satisfacă cerinţele impuse, aşa cum se va arăta mai departe, şi în special proba magnetogravimetrică;

— pentru controlul pieselor cu suprafaţa închisă se foloseşte o pulbere magnetică de culoare deschisă, care se obţine în principiu din amestecul oxidului de fier (Fe_3O_4) cu praf de aluminiu, folosindu-se şi un liant, produsul avînd proprietatea ca, în suspensia lichidă utilizată, să-şi păstreze o culoare deschisă şi să ofere astfel contrastul cromatic necesar descoperirii defectelor.

2.1. *Pulberea magnetică de culoare închisă*

Caracteristici. Mărimea medie a granulelor trebuie să fie cuprinsă între 5 şi 10 µm, iar valoarea maximă admisă, de 50 µm. La cernerea pulberii pe o sită cu 10 000 ochiuri pe cm² este admis să rămînă cel mult 15% (procente în greutate) din proba luată.

Calitatea pulberii magnetice pentru defectoscopie este determinată de: dimensiunile granulelor pulberii, prin metoda sedimentării în alcool etilic; proprietăţile magnetice, conform probei magnetogravimetrice; precizia descoperirii defectelor pe piese etalon, cu ajutorul unei suspensii preparate din pulberea care se controlează.

Controlul prin metoda sedimentării în alcool etilic. În principiu, metoda se rezumă la separarea prin sedimentare a unei coloane de alcool care conţine pulberea fină de oxid de fier.

Aparatura se compune dintr-un tub de sticlă lung de circa 400 mm, cu diametrul de 10±1 mm (fig. 1a).

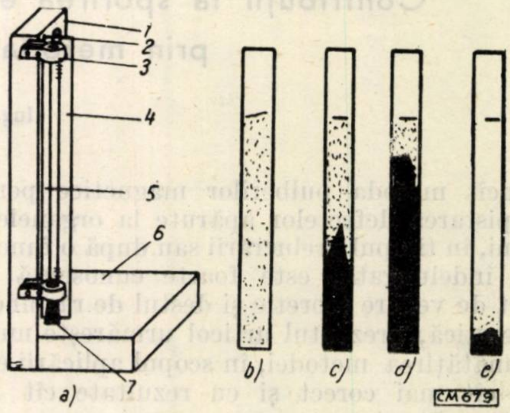


Fig. 1

Acesta se montează, cu ajutorul unor cleme *3*, pe un stativ *1* prevăzut cu o riglă gradată *4*. Clemele trebuie să fixeze bine tubul, însă totodată să ofere posibilitatea de a-l scoate şi monta cu uşurinţă.

La ambele capete, tubul se închide cu ajutorul unor dopuri de cauciuc *7*, dintre care unul este în general fix, iar celălalt demontabil.

Pe tub sînt trasate două linii: una la capătul dopului inferior (fix), iar cealaltă la o distanţă de 300 mm de prima. Rigla este aşezată în spatele tubului şi fixată rigid pe stativ, fiind gradată, în mm, între 0 şi 300.

Se foloseşte alcool etilic cu o concentraţie de minimum 96%, iar proba se efectuează la o temperatură cuprinsă între 15 şi 25°C.

Determinarea se face în felul următor: se toarnă alcool pînă la jumătate în tubul demontat di cleme (dopul inferior rămîne fixat, indicînd gradația zero), apoi se introduc 3 g de pulbere magnetică, după care se agită energic amestecul.

Se completează cu alcool pînă la cea de-a doua gradație (300 mm), se montează dopul superior și se agită din nou suspensia prin răsturnarea tubului; se montează tubul în clemele stativului, astfel încît gradația zero, respectiv 300, să corespundă cu aceea a riglei și se pune în funcțiune un cronometru.

După 3 min. se măsoară înălțimea coloanei de lichid în care se află pulberea în suspensie (porțiunea întunecată a coloanei). O pulbere se consideră corespunzătoare dacă înălțimea coloanei de suspensie pînă la stratul de separație netă față de alcoolul transparent este de cel puțin 180 mm.

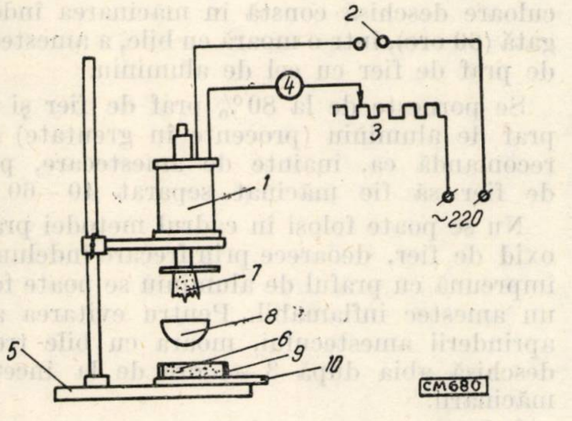


Fig. 2

În figura 1 sînt reprezentate spectrele obținute amestecînd diverse pulberi cu granulații diferite. Se consideră corespunzător spectrul din figura 1d, care reprezintă o pulbere omogenă.

Proba se repetă de trei ori, pulberea luîndu-se dintr-o cantitate minimă de 100 g; se face apoi media încercărilor.

Controlul prin metoda magnetogravimetrică se efectuează cu ajutorul unui aparat a cărui schemă apare în figura 2, compus dintr-un electromagnet *1* alimentat de la o rețea de curent alternativ, în circuitul căruia se află un întrerupător *2*, un reostat *3* de 10 Ω și un ampermetru *4*.

Electromagnetul (fig. *3*) este format dintr-un bobinaj *1* cu 2 650 spire din sîrmă de nichelină, avînd diametrul de 0,86 mm, bobinate pe o carcasă de alamă *2*. În interiorul bobinei se găsește un miez *3* din oțel carbon de calitate (OLC 25); miezul este îmbrăcat într-un manșon de alamă, la capătul căruia este lipit discul *5*, tot din alamă.

Miezul împreună cu țeava de alamă (vîrful de alamă) intră strîns în carcasa solenoidului.

În figura 4 sînt date dimensiunile miezului *1*, manșonului *2* și carcasei de alamă *3*.

Discul se montează la o distanță de 20 mm de peretele solenoidului, iar electromagnetul se fixează pe un stativ din material amagnetic cu axa așezată vertical și cu discul de alamă la partea inferioară.

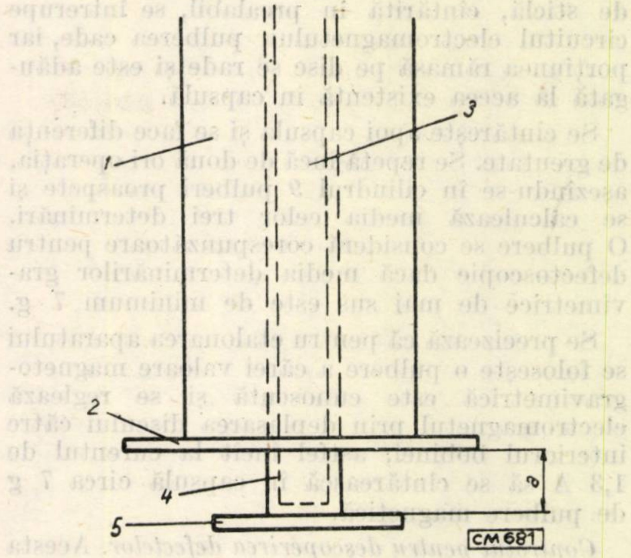


Fig. 3

Pentru controlul proprietăților magnetice (fig. 2) se iau minimum 200 g de pulbere, care se toarnă într-un cilindru *9* din material diamagnetic, cu diametrul interior de 70 mm și înălțimea de 10 mm, așezat pe platoul de lemn *10* al aparatului (100 × 100 mm). Între platou și cilindru se așază o foaie de hîrtie, iar pulberea este nivelată la marginea superioară a cilindrului, lăsîndu-se o orientare normală a particulelor, deci fără a se exercita vreo apăsare.

Se pune în funcțiune electromagnetul, reglînd cu ajutorul reostatului *3* un curent de 1,3 A, după care circuitul se întrerupe. Se ridică platoul de lemn *10* pînă cînd cilindrul cu pulbere atinge suprafața discului de alamă și

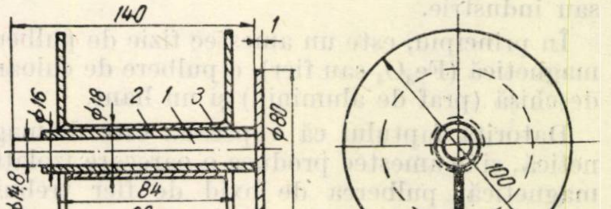


Fig. 4

se închide circuitul timp de 5 s, în care interval o parte din pulberea magnetică este atrasă de disc.

Se coboară platoul și se lasă timp de 1 min, ca pulberea *7* de pe disc să se stabilizeze (o parte din pulbere revine la loc în cilindru). Apoi se aduce sub disc o capsulă *8* de porțelan sau de sticlă, cîntărită în prealabil, se întrerupe circuitul electromagnetului, pulberea cade, iar porțiunea rămasă pe disc se rade și este adăugată la aceea existentă în capsulă.

Se cîntărește apoi capsula și se face diferența de greutate. Se repetă încă de două ori operația, așezîndu-se în cilindrul *9* pulberi proaspete și se calculează media celor trei determinări. O pulbere se consideră corespunzătoare pentru defectoscopie dacă media determinărilor gravimetrice de mai sus este de minimum 7 g.

Se precizează că pentru etalonarea aparatului se folosește o pulbere a cărei valoare magnetogravimetrică este cunoscută și se reglează electromagnetul prin deplasarea discului către interiorul bobinei, astfel încît la curentul de 1,3 A să se cîntărească în capsulă circa 7 g de pulbere magnetică.

Controlul pentru descoperirea defectelor. Acesta se realizează pe etaloanele care au fost primite o dată cu aparatul sau confecționate ulterior.

În acest scop se prepară o suspensie din pulberea de controlat în lichidul folosit ca transportor, avînd 30 g/l pentru pulberea de culoare închisă și 20 g/l pentru aceea de culoare deschisă.

În această suspensie, bine amestecată, se introduc etaloane magnetizate, care se mențin timp de 15—20 s; examinarea lor se face după 1—2 min de la scoaterea din baie.

Pulberea este bună dacă dă indicații asupra tuturor defectelor, inițial cunoscute, ale etalonului.

2.2. Pulberea magnetică de culoare deschisă

Controlul calității se face la fel ca la pulberea de culoare închisă, dîndu-se indicații numai asupra componenței și preparării ei, în laborator sau industrie.

În principiu, este un amestec fizic de pulbere magnetică (Fe_3O_4 sau fier), o pulbere de culoare deschisă (praf de aluminiu) și un liant.

Datorită faptului că vopseaua este diamagnetică, și în amestec produce o oarecare izolație magnetică, pulberea de oxid de fier trebuie să fie foarte fină (2—50 µm), iar proba magnetogravimetrică inițială să dea o valoare de cel puțin 10 g. Înainte de amestecare, pulberea magnetică este încălzită timp de o oră la 40—50°C, apoi cernută prin sita cu 10 000 ochiuri/cm².

Pentru prepararea pulberii de culoare deschisă se pornește de la volume egale de oxid de fier (fier) și aluminiu, care se amestecă mecanic prin mojarare pînă la obținerea unei mase omogene, adăugîndu-se apoi liantul respectiv.

Ca liant se folosesc următoarele lacuri: o parte etilceluloză în 8—10 părți toluen, o parte nitrolac în 5—8 părți acetonă, o parte lac de bachelită în 5—8 părți alcool etilic (cantitățile sînt considerate în volume).

Se ia o parte din liantul astfel obținut și se adaugă la 5 părți amestec de praf de fier și aluminiu, mojarînd întreg amestecul pînă la uscare.

Un exemplu de rețetă pentru preparat pulberea de culoare deschisă în laborator este următorul: pulbere de fier sau Fe_3O_4 — 90 cm³, praf de aluminiu — 90 cm³, etilceluloză diluată în toluen și uscată — 4 cm³.

Inițial, pulberea obținută din acest amestec este de culoare cenușie, însă în suspensie în ulei de transformator sau amestec de ulei mineral și petrol culoarea se deschide.

Metoda industrială de preparat pulberea de culoare deschisă constă în măcinarea îndelungată (60 ore), într-o moară cu bile, a amestecului de praf de fier cu cel de aluminiu.

Se pornește de la 80% praf de fier și 20% praf de aluminiu (procente în greutate) și se recomandă ca, înainte de amestecare, praful de fier să fie măcinat separat 40—60 ore.

Nu se poate folosi în cadrul metodei praf de oxid de fier, deoarece prin frecare îndelungată împreună cu praful de aluminiu se poate forma un amestec inflamabil. Pentru evitarea autoaprinderii amestecului, moara cu bile trebuie deschisă abia după 3—4 ore de la încetarea măcinării.

În cazul unei asemenea preparări a pulberii magnetice de culoare deschisă, nu se mai folosește liant, întrucît datorită frecării are loc măcinarea intensă a componenților și o bună învelire a granulelor feromagnetice cu o peliculă foarte fină de praf de aluminiu.

Pulberea preparată după această metodă mărește contrastul dintre firicelele care apar deasupra defectului și suprafața de culoare închisă a piesei, sporind astfel eficiența controlului.

3. Prepararea și condițiile impuse suspensiei magnetice

Pentru controlul pieselor feromagnetice se folosește un mediu lichid în care pulberea magnetică se găsește în suspensie.

Ca mediu lichid se utilizează, în general, ulei de transformator, iar în lipsa acestuia, un amestec de 40—50% ulei mineral și 60—50% petrol de tractor (petrolul lampant nu este indicat, fiind inflamabil).

La controlul magnetic în cîmp permanent nu se recomandă folosirea amestecului de ulei și petrol.

Indiferent care ar fi mediul lichid, viscozitatea cinematică a bazei uleioase trebuie să fie cuprinsă între 15 –25 cSt, la temperatura de 20°C.

Concentraţia pulberii în mediul lichid este de 15 –30 g/l în cazul folosirii oxidului de fier sau a fierului şi de 10 –20 g/l pentru pulberea de culoare deschisă.

După preparare se verifică viscozitatea suspensiei şi capacitatea de descoperire a defectelor pe etaloane magnetizate.

În ceea ce priveşte suspensia cu care se lucrează în mod curent, aceasta se controlează periodic, cel puţin de două ori pe lună, prin determinarea viscozităţii mediului lichid şi concentraţiei de pulbere magnetică.

Capacitatea de descoperire a defectelor pe etaloane magnetizate se face înaintea fiecărui schimb de lucru.

Viscozitatea se determină cu ajutorul unui viscozimetru Ostwald-Pinkevici, pe o probă luată din suspensie, în care s-a decantat timp de 24 ore pulberea magnetică. Verificarea se face, în general, în cazul folosirii mediului lichid din amestec de ulei şi petrol. Dacă viscozitatea obţinută nu este cuprinsă între limitele 15 şi 25 cSt se va face corectarea, după indicaţiile din tabela 1, ţinînd totodată seamă şi de variaţia concentraţiei de pulbere magnetică după efectuarea adaosurilor respective.

Tabela 1

Compoziţia amestecului, %		Viscozitatea cinematică, cSt	Compoziţia amestecului, %		Viscozitatea cinematică, cSt
petrol	ulei		petrol	ulei	
100	0	3,6	40	60	46,2
90	10	4,7	30	70	89,1
80	20	7,4	20	80	149,0
70	30	10,5	0	100	1 014,0
60	40	17,0	ulei de transformator		21,1
50	50	23,7			

Determinarea concentraţiei în pulberea magnetică din suspensia de lucru se face cu ajutorul aparatului din figura 5.

Acesta se compune dintr-un vas cilindric *1* de aluminiu, terminat cu o porţiune conică *2*, care are o capacitate de circa 200 cm³.

La partea inferioară, vasul comunică cu un tub *3* de sticlă sau din plexiglas, cu diametrul interior de 10 mm, închis cu un dop *4*.

Vasul se fixează pe un stativ în poziţie verticală, iar în spatele tubului se montează o riglă gradată în milimetri.

Etalonarea aparatului se face cu ajutorul unei suspensii proaspăt pregătite şi cu o concentraţie de pulbere la limita superioară (30 g/l).

Se iau 100 cm³ ulei de transformator sau amestec ulei-petrol, se diluează cu 100 cm³ benzină şi apoi se introduc 3 g de pulbere magnetică, agitîndu-se bine. Suspensia obţinută se toarnă în vasul de aluminiu, lăsîndu-se timp de 24 ore pentru sedimentare.

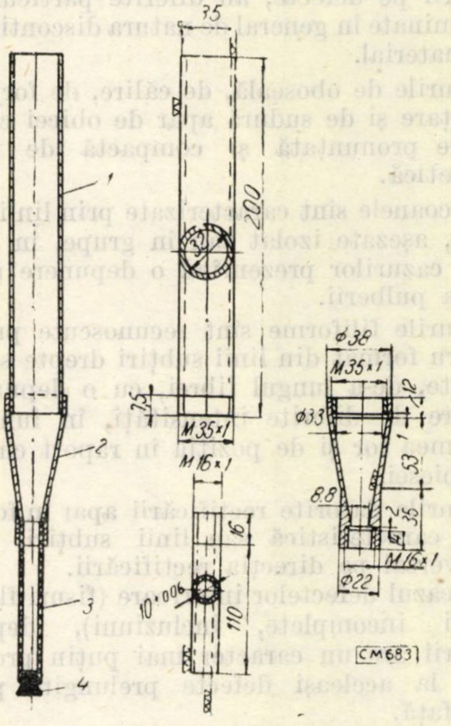


Fig. 5

Se marchează iniţial, pe linia gradată, nivelul dopului; se notează apoi şi înălţimea pulberii sedimentate timp de 24 ore. Distanţa dintre cele două repere se împarte în părţi egale corespunzătoare concentraţiilor cuprinse între 0 şi 300 g/l.

Informativ, dacă se respectă condiţiile impuse pulberii magnetice, precum şi concentraţia de pulbere în ulei, coloana de pulbere sedimentată în 24 ore este egală aproximativ cu 2 –3 cm (funcţie de calitatea pulberii).

După etalonarea aparatului se face controlul periodic al suspensiei de lucru, în aceleaşi condiţii ca mai sus.

Dacă după sedimentare se citeşte o valoare mai mică de 15 g/l, suspensia trebuie corectată prin adăugare de pulbere, urmată de agitare şi o nouă sedimentare.

Se recomandă ca toate probele şi corectările ce se fac asupra pulberii sau suspensiei să fie consemnate într-un registru de atelier care, eventual, în funcţie de volumul lucrărilor poate ajuta la precizarea perioadelor de corectare a suspensiei.

Înlocuirea totală a suspensiei vechi se face după grafic, cel puţin o dată pe trimestru, cînd urmează să se spele şi întreaga instalaţie.

Se cere o atenţie deosebită la păstrarea suspensiei, evitarea murdăririi ei, agitarea permanentă în timpul lucrului şi o curăţenie desăvîrşită a pieselor şi instalaţiei feromagnetice.

4. *Rezultatele controlului*

Spectrele obținute ca urmare a orientării liniilor de forță magnetică, la depunerea pulberii pe defecte, au diferite particularități, determinate în general de natura discontinuității din material.

Fisurile de oboseală, de călire, de forjare, de matrițare și de sudură apar de obicei cu o depunere pronunțată și compactă de pulbere magnetică.

Flocoanele sînt caracterizate prin linii scurte, curbe, așezate izolat sau în grupe, în majoritatea cazurilor prezentînd o depunere pronunțată a pulberii.

Fisurile filiforme sînt recunoscute printr-un spectru format din linii subțiri drepte sau ușor curbate, de-a lungul fibrei, cu o depunere de pulbere de diferite intensități, în funcție de înălțimea lor și de poziția în raport cu suprafața piesei.

Fisurile datorite rectificării apar în formă de rețea caracteristică sau linii subțiri, dispuse transversal pe direcția rectificării.

În cazul defectelor interioare (fisuri flocoane, suduri incomplete, incluziuni), depunerea pulberii are un caracter mai puțin pronunțat decît la aceleași defecte prelungite pînă la suprafață.

O atenție deosebită trebuie dată la apariția spectrului în zonele neomogene din punct de vedere magnetic, întrucît nu este vorba de o fisură sau un defect similar, care să poată constitui un motiv de rebutare a pieselor. Neomogenitatea magnetică locală poate fi provocată de ecruisări, tensiuni interne apărute în zonele de variație bruscă a temperaturii (de exemplu, lîngă îmbinările sudate) sau datorită structurii striate a carburilor.

De asemenea, datorită neomogenității macrostructurii (zona de separație a matriței) și în cazul unei variații bruște a ariei secțiunii transversale a piesei (șanțuri de pană, lîngă orificii mici, lîngă dinți), pot apărea spectre de pulbere magnetică.

În sectoarele în care este amplasată instalația de control magnetic se recomandă să fie folosite lămpi cu lumină de zi (neon) sau becuri mate, care să asigure o iluminare locală de cel puțin 500 lucși.

Calitatea suspensiei trebuie verificată zilnic cu ajutorul etaloanelor, acestea avînd două feluri de defecte invizibile cu ochiul liber: defecte care provoacă o depunere compactă de pulbere (fisuri datorite oboselii) și defecte pe care apare o sedimentare foarte slabă a pulberii, abia perceptibilă (fisuri de rectificare).

Examinarea pieselor se face cu ochiul liber, folosirea lupelor fiind indicată numai în cazurile cînd există dubiu de interpretare.

O mare atenție trebuie acordată în timpul lucrului zonelor cu secțiune variabilă, găurilor, unghiurilor ascuțite, marginilor adînciturilor, pentru a nu se consemna defecte la piese care în realitate sînt corespunzătoare.

În sfîrșit, operatorii care lucrează în defectoscopie magnetică trebuie să posede un minimum de cunoștințe în domeniul electrotehnicii, metalurgiei și construcției de mașini, în scopul înțelegerii tuturor fenomenelor legate de această operație, astfel încît aportul lor să fie cît mai substanțial, iar interpretările, cît mai corespunzătoare.

---

[1] * * * Sbornik ȚNIITMAȘ. Fiziko-himiceskie issledovania metallov. Moscova, Mașghiz, 1953. [2] *Förster, F.* În: Zeitschrift für Metallkunde, nr. 46, 1955, [3] *Ianus, R. I.*, *Fridman, L.A.* și *Drojina, V. I.* În: Zavodskaia laboratoria, nr. 10, 1955. [4] *Schirp, W.* În: Electrotehnik, nr. 8 — 9, 1955. [5] *Förster, F.* și *Broitfeld, H.* În: Zeitschrift für Metallkunde, nr. 45, 1954. [6] *Hochschild, R.* În: Nondestructive testing, nr. 3, 1954. [7] *Staats, H. N.* În: Nondestructive testing, nr. 45, 1954. [8] *Usakov, I. N.* Nekotorîie metodî i piborî dlia nerazrușaiuștego kontrolia tolștinî poverhnostnîh sloev detalei. Sbornik statei „Defektoskopia materialov”. Oboronghiz, 1957. [9] *Kulikovskii, L. F.* și *Melnik-Șahnazarov, A. M.* Izmerenie tolștinî nemagnitnîh pokrîtii. În: Elektricestvo, nr. 8, 1950.

Documentare

Asupra cerințelor sistemelor de pornire ale motoarelor de tractor. V. Ia. Burtakova In : Traktorî i selhozmașinî nr. 4, 1964.

La inițiativa institutului de cercetări științifice pentru automobile și tractoare din Tbilisi (NATI), în anul 1962 s-a elaborat un proiect privind cerințele sistemelor de pornire ale motoarelor de tractor, care a fost predat spre consultare uzinelor constructoare de tractoare și motoare, institutelor de cercetări științifice, tuturor organizațiilor interesate în proiectarea și exploatarea tractoarelor. Pe baza observațiilor primite s-a trecut la întocmirea formei definitive a proiectului, care va fi supus aprobării Comitetului de stat pentru tractoare și mașini agricole.

Obiectivele principale ale proiectului constau în stabilirea limitelor de temperaturi de pornire la funcționarea cu combustibil și ulei de vară și de iarnă — cu folosirea izolației de preîncălzire și în lipsa acesteia determinarea eficienței sistemului de pornire și alegerea raportului dintre greutatea sistemului de pornire și greutatea motorului.

Relativ la limitele de temperaturi de pornire, în observațiile primite s-a propus ca pornirea să fie asigurată la temperatura de —5°C cu ulei de iarnă și la temperatura de 5°C cu ulei de vară, întrucît pornirea la temperaturi mai scăzute reclamă o importantă creștere a puterii sistemului de pornire din cauza mărimii vîscozității uleiului. Deoarece în multe regiuni temperatura ambiantă scade pînă la —5°C în diminețile de primăvară și de toamnă, cînd se lucrează cu combustibil și ulei de vară, se consideră că ultima propunere nu este corespunzătoare.

S-a emis și ideea prescrierii unei limite unitare (— 10°C) pentru ambele sorturi de ulei, ceea ce nu este rațional în anotimpurile calde, deci pentru funcționarea cu ulei de vară. Propunerea de a stabili temperatura minimă de pornire în cazul funcționării cu ulei de iarnă la — 20°C nu este acceptabilă din motivele arătate. S-a ajuns la concluzia că la temperaturi mici, în special sub — 10°C, în operațiile de pornire trebuie să fie inclusă încălzirea preliminară.

În ceea ce privește eficiența sistemului de pornire s-a propus, drept criteriu de referință, pornirea realizată cu demaror electric în decursul a trei încercări efectuate cu motoare corespunzătoare din punct de vedere tehnic. Adoptarea acestui barem este neavenită, deoarece el nu permite evaluarea eficienței celorlalte sisteme de pornire (fără demaror electric) și nu precizează durata și condițiile în care trebuie asigurată pornirea. De asemenea, nu poate fi acceptată situația de apreciere prin pornire după care funcționarea motorului este normală, soluție lipsită de parametri concreți în funcție de care să poată fi evaluate eficiența sistemului sau deosebirile dintre sistemele diferite de pornire.

Proiectul prevede ca eficiența sistemului să fie considerată corespunzătoare dacă 90% din porniri duc la punerea în funcțiune a motorului aflat în condiții tehnice normale, cu respectarea duratei prescrise, și 10% cu depășirea acestei durate. De asemenea, se propune ca eficiența sistemului să fie determinată prin rezerva de capacitate energetică caracterizată de durata totală de antrenare a motorului la turația de pornire corespunzătoare temperaturii minime de pornire la rece. În acest sens se stabilesc următoarele durate : pentru sistemele cu motor auxiliar minimum 10 min, pentru sistemele cu demaror electric minimum 45 s la un grad de încărcare al bateriei de 75% pentru sistemele cu demaror pneumohidraulic minimum 25 s.

Referitor la greutatea sistemului de pornire s-a propus să se prescrie ca greutatea sistemelor cu motor auxiliar să atingă minimum 15% din greutatea totală a motorului deservit fără instalație de preîncălzire, și 20% în cazul că se ia în considerare și greutatea instalației de preîncălzire, uscată. Legat de aceasta s-a stabilit diferiți indici de greutate ai sistemelor de pornire pentru motoare cu capacitate pînă la 10 l și mai mult.

Alte observații privesc necesitatea comandării de la distanță a sistemului de pornire și mijloacele de ușurare a pornirii. Aceste cerințe capătă o importanță deosebită în cazul tractoarelor cu comandă automată.

De asemenea, s-a propus includerea în proiect a unor recomandări referitoare la exploatarea sistemului de pornire și a motorului, ca de exemplu, indicații asupra recuperării și protejării capacității bateriei de acumulatoare.

Articulații sferice fără gresare. În : Automobile Engineer, nr. 1, 1964.

Recent s-au introdus măsuri pentru ușurarea întreținerii autovehiculelor, ca de exemplu : bucșe de cauciuc la pivoții suspensiei, folosirea frînelor autoreglabile, uleiuri de mare durată pentru motor și transmisie, precum și sisteme de răcire capsulate pentru motoare. În paralel, s-au dezvoltat construcțiile de articulații sferice pentru mecanismul de direcție și al suspensiei din față, care au eliminat gresajul sau i-au micșorat frecvența. Avantajul lor este clar, dat fiind că pot exista aproximativ zece astfel de articulații la un autovehicul. Problema principală este aceea de a realiza o protecție a articulației împotriva prafului, apei și noroiului. Dacă această condiție este realizată eficient, se rezolvă problema reținerii lubrifiantului care se introduce în articulație la montajul ei. Dacă se caută un compromis, instalîndu-se articulații sferice cu ungere la intervale mari, de exemplu 16 000 km în loc de 1 600 km, dificultățile sînt mai mari. Acțiunea de etanșare a capetelor capotei împotriva prafului, la ajustarea sa pe bolțul articulației și pe corpul articulației, trebuie să fie destul de intensă pentru a împiedica pătrunderea apei și a impurităților, dar și destul de slabă pentru a permite evacuarea unsorii uzate la gresare. La gresarea sub presiune există și pericolul spargerii capotei de etanșare sau acela al deranjării etanșărilor. În figura 1 se arată o articulație sferică pentru suspensia cu gresor, iar în figura 2, o articulație sferică fără gresare, pentru mecanismul de direcție. În acest din urmă caz, piesele articulate cu bolțul sînt din nylon, pentru a evita distrugerea lor rapidă în cazul deteriorării capotei împotriva prafului și pierderii lubrifiantului.

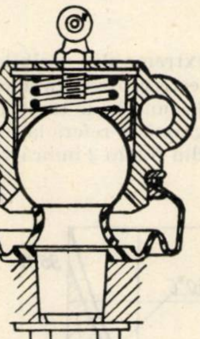


Fig. 1

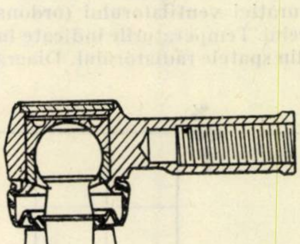


Fig. 2

Ventilator reglabil. În : M.T.Z., februarie 1964.

Experiența a dovedit că la autovehicule cu radiator frontal este suficientă o turație maximă de 3 000 rot/min pentru asigurarea unei bune răciri. La turații mari ale motorului, curentul de aer ce trece prin radiator, datorită vitezei sporite a vehiculului, determină în mare măsură răcirea și reduce zgomotul generat de ventilator. A apărut astfel necesitatea adaptării debitului de aer care trece prin radiator la condiţiile momentane de răcire. Aceasta înseamnează o mai bună răcire în domeniul turaţiilor joase şi o economie apreciabilă de putere în domeniul turaţiilor mari. Condiţiile pot fi îndeplinite de un ventilator reglabil. Ventilatorul reglabil este realizat dintr-o carcasă din aliaj uşor pe care sînt nituite paletele; în carcasă există montat un cuplaj antrenat mecanic printr-o curea trapezoidală. Mişcarea se transmite la ventilator prin intermediul unui ulei siliconic vîscos care nu este influenţat în mod sensibil de variaţia temperaturii. Pe partea frontală a ventilatorului sînt fixate nişte lamele bimetalice sensibile la temperatură. Cînd aerul care trece prin radiator şi ajunge la lamelele bimetalice atinge temperatura critică, acestea încep să se curbeze. Deformaţia se transmite la o pîrghie din interiorul cuplajului. În funcţie de poziţia acestei pîrghii, o anumită cantitate de ulei trece din rezervorul carcasei în spaţiul de lucru al cuplajului şi ventilatorul este pus în mişcare. La o temperatură ridicată a apei de răcire, respectiv a aerului în spatele ventilatorului, tot uleiul din rezervorul carcasei trece în cuplaj şi ventilatorul atinge turaţia sa maximă. Între cele două valori extreme sînt posibile toate valorile intermediare. În figura 1 este reprezentată variaţia turaţiei ventilatorului (ordonata) în funcţie de turaţia arborelui. Temperaturile indicate în diagramă se referă la regiunea din spatele radiatorului. Diagrama din figura 2 indică variaţia puterii consumate de ventilator în funcţie de turaţia arborelui pentru patru valori ale turaţiei ventilatorului.

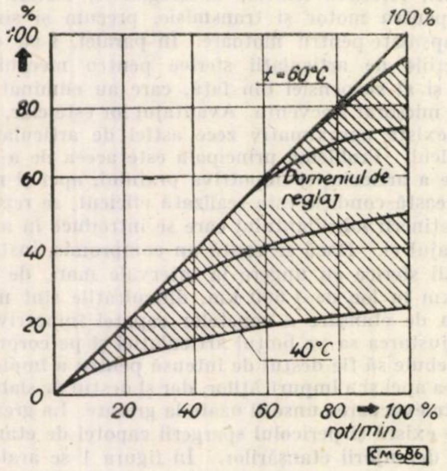


Fig. 1

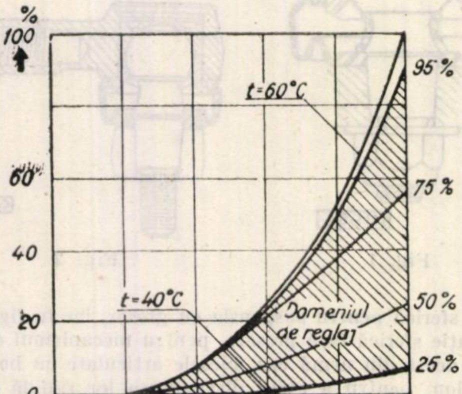


Fig. 2

Acest sistem de reglaj asigură o economie importantă de putere şi reduce în mod substanţial zgomotul.

Rularea transversală la cald. J. Holub. In: La machine moderne, nr. 653, 1963.

Articolul prezintă principiul funcţional al unei noi maşini automate pentru rularea transversală la cald a barelor din diverse metale. Avansul materialului este continuu, iar piesele confecţionate sînt detaşate automat. Precizia de prelucrare este aproape comparabilă cu cea determinată de strungurile automate, iar deşeurile nu reprezintă decît 2 pînă la 5%.

Diametrul barei utilizate reprezintă cel mai mare diametru al piesei finite, restul dimensiunilor fiind determinate prin operaţia de rulare.

În figura 1 apare schematic reducerea diametrului original G la cel necesar H. Pentru asigurarea continuităţii procesului trebuie să se determine un avans aplicînd o forţă exterioară în sensul săgeţii.

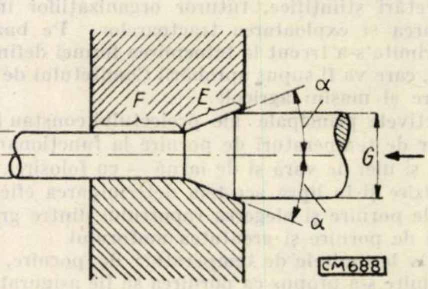


Fig. 1

Unghiul de formare α dintre axul piesei şi faţa de formare E a matriţei este funcţie de raportul G/H, de modul de deformare şi de forma ce se imprimă; în general, variază între 15 şi 30°. Zimţarea fină a feţei de formare asigură o mai bună prindere a piesei.

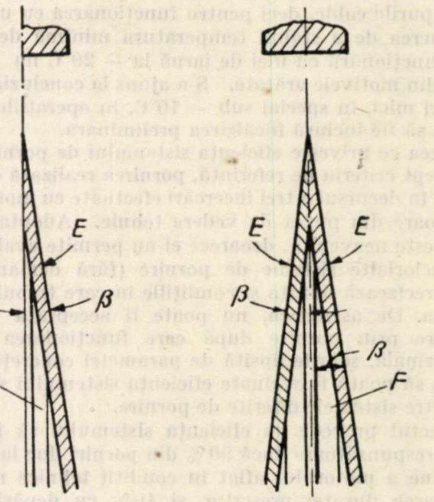


Fig. 2

Matriţele cu profil în V (fig. 2) asigură un avans unilateral (fig. 2a) sau bilateral (fig. 2b), evitînd necesitatea unei împingeri exterioare. Unghiul de avans β al feţelor laterale este funcţie de diametrul barei şi de raportul de reducere, variind între 5 şi 30°. Matriţele sînt formate din piese detaşate, prinse cu ajutorul buloanelor pe suporţi de fontă care se montează pe tamburele maşinii; la fiecare rotaţie a celor două tambure se confecţionează o piesă care e separată de bară cu ajutorul unei lame de forfecare plasată la sfîrşitul profilului matriţei. Trebuie menţionat că pe cele două tambure ale maşinii se pot monta două perechi identice de matriţe, timpul de prelucrare a unei piese reducîndu-se astfel la jumătate.

Se pot obţine piese de profile foarte variate la cote finite necesare diferitelor utilizări, ca şi piese brute pentru o matriţare ulterioară.

Precizia de prelucrare este de ± 0,1 mm pentru diametre sub 30 mm şi de ± 0,2 mm pentru diametre pînă la 50 mm.

Piesele rulate prezintă proprietăţi mecanice superioare celor prelucrate prin aşchiere, datorită unei structuri mai corespunzătoare a materialului.

Formarea hidraulică, o nouă metodă de ambutisare. In : La machine moderne, nr. 653, 1963.

Procedeul reprezintă o nouă metodă de ştanţare în cadrul căreia poansonul şi inelul de strîngere clasic sînt înlocuite printr-un singur element elastic. Acest element poate fi montat pe prese obişnuite mecanice sau hidraulice între 100 şi 3 000 t, permiţînd ambutisarea formelor complicate cu un cost de fabricaţie redus.

Noul procedeu vine să înlăture procedeul cunoscut de ambutisare cu pernă de cauciuc întrucît, pe de o parte, oferă o gamă mult mai largă de posibilităţi, iar pe de altă parte, nu necesită maşini speciale, dispozitivul putînd fi montat imediat pe orice presă.

Dispozitivul este format (fig. 1a) dintr-un piston *1* şi un cilindru *2*, care formează un sistem telescopic care înlocuieşte sistemul obişnuit poanson-inel de strîngere. Lichidul *3* utilizat ca poanson flexibil este reţinut în cilindru de membrana *4* din cauciuc, a cărei comportare la presiunile mari folosite poate fi asimilată cu aceea a fluidului. Matriţa este de tipul uzual avînd orificii pentru eliminarea aerului din golul formei.

Din figura 1b reiese că, în timpul ambutisării, membrana de cauciuc joacă şi rol de inel de fixare a marginii tablei. După formare, camera de presiune revine la poziţia iniţială (fig. 1c).

Procedeul permite utilizări multiple : ambutisarea pieselor cu scobituri, operaţii de formare prin dilatare, membrana fiind înlocuită printr-un sac de cauciuc, realizarea preselor experimentale al căror cost de fabricaţie prin mijloacele clasice ar fi mult prea mare, operaţii de preformare în cadrul ambutisării repetate etc.

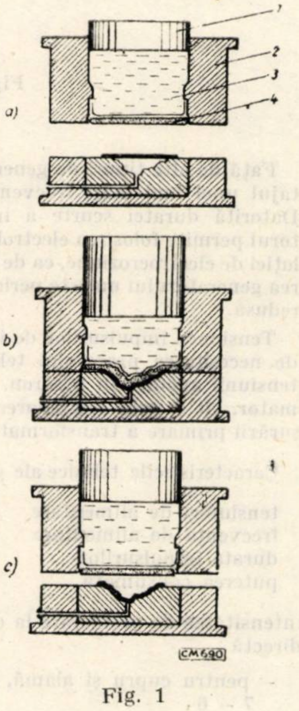


Fig. 1

În tabela 1 se evidenţiază unul din aspectele caracteristice ale procedeului, tabela indicînd, în funcţie de material, razele de racordare care se pot obţine la fundul matriţei pentru o presiune de 750 kgf/cm² (*e* reprezintă grosimea materialului, în mm).

Tabela 1

Material	Raza la fundul matriţei
nimonic 75	$e \times 10$
oţel inoxidabil 18,8	$e \times 7$
tablă de caroserie	$e \times 4{,}5$
aluminiu Mg-Si	$e \times 2{,}5$

Printre avantajele procedeului se pot enumera :

— reducerea costului de fabricaţie prin utilizarea numai a matriţei inferioare ; costul matriţei inferioare reprezintă 25—30% din costul utilajului folosit în cadrul metodei cu poanson rigid ;

— controlul continuu al deformării metalului, toată suprafaţa tablei fiind mereu în contact cu membrana care are rol de poanson elastic ;

— folosirea aceluiaşi utilaj pentru diferite grosimi de material ; în cazul poansonului rigid, jocul dintre poanson şi matriţă este stabilit în limite foarte strînse, în funcţie de grosimea materialului ;

— eliminarea deşeurilor determinate de existenţa marginii de fixare şi strîngere ; în cadrul procedeului se poate reduce la minimum marginea de fixare a tablei de prelucrat ;

— posibilităţi sporite în proiectări, forme mai complicate fiind realizabile.

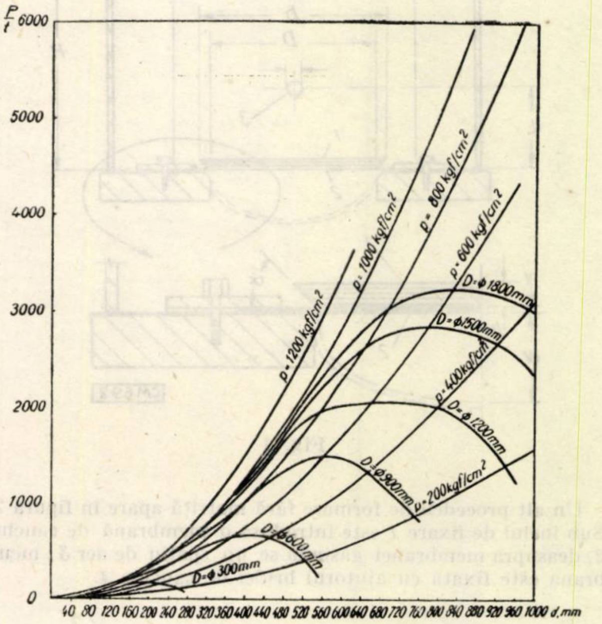


Fig. 2

Diagrama din figura 2 precizează corelaţia dintre puterea presei *P*, în t ; diametrul *d* al membranei, în mm ; presiunea uleiului din cameră *p* şi diametrul exterior *D* al cilindrului (2 — fig. 1a).

Aspecte noi în cadrul formării prin aplicarea rapidă a energiei. In : La machine moderne, nr. 653, 1963.

O serie de aspecte noi ale formării prin aplicarea rapidă a energiei au fost prezentate în cadrul unei recente conferinţe de specialitate la Chicago.

Formarea prin descărcarea capacităţilor electrice poate fi realizată, de exemplu, prin descărcarea bruscă a energiei electrice între doi electrozi scufundaţi într-un lichid ; unda de presiune ce apare în mediul lichid formează metalul aflat în calea sa. În cazul formării electromagnetice, descărcarea capacităţilor se face într-o bobină, determinînd apariţia unui puternic cîmp magnetic în firul bobinajului ; reacţiunea dintre acest cîmp magnetic şi cel creat de curentul indus în piesă constituie forţa de formare.

Avantajul metodei de formare prin descărcarea capacităţilor îl constituie, în primul rînd, posibilitatea de realizare a operaţiilor diferite (formare, poansonare, sudare, placare etc.) cu ajutorul unei singure maşini. Pot fi prelucrate piese cu un diametru chiar peste 1 200 mm, utilizînd numai matriţa inferioară şi cu un consum de energie neînsemnat.

Pentru ameliorarea metodei de formare cu explosiv, fără matriţă, au fost puse la punct, în ultimul timp, mai multe procedee. Un astfel de procedeu apare schematic în figura 1, caracterizat prin utilizarea unei perne obturatoare *1* aşezată deasupra tablei de prelucrat *2*. Obturatorul ,un disc metalic, deviază undele de şoc produse de explozivul *3*, repartizînd în mod regulat eforturile pe suprafaţa tablei şi protejînd regiunea centrală respectivă care, la procedeul în uz, se subţiază în mod exagerat.

Cele mai bune rezultate se obţin cu obturatoare din material ductil, aluminiu sau plumb. Valorile optime ale unghiului α se plasează între 30 şi 60°. Variaţia raportului dintre grosimea obturatorului şi cea a tablei determină forme diferite, de la paraboloid pînă la semisferă.

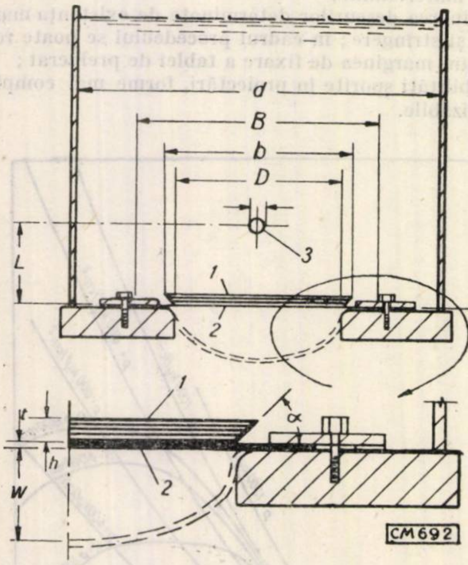


Fig. 1

Un alt procedeu de formare fără matriţă apare în figura 2. Sub inelul de fixare *1* este introdusă o membrană de cauciuc *2*, deasupra membranei găsindu-se un spaţiu de aer *3*; membrana este fixată cu ajutorul bridei de cauciuc *4*.

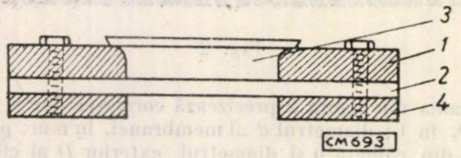


Fig. 2

Se transmite astfel tablei de format un efort de formare fără alungire, înlăturîndu-se tendinţa de cutare printr-o presiune simultană de sens contrar.

Procedeul prin „stratificare" constituie o variantă, în cadrul căreia tabla de prelucrat este plasată între două foi de aliaj mai moale.

Rezultate corespunzătoare au fost obţinute cu ajutorul matriţelor de gheaţă. În apa conţinută într-un rezervor de oţel se introduce modelul; apa este îngheţată făcînd să circule un fluid refrigerent prin conducte de cupru, modelul fiind apoi ridicat. Prin formarea explozivă, matriţa se fisurează numai, fără a se sparge. Pentru operaţia următoare se adaugă apă şi se îngheaţă din nou, refăcîndu-se astfel matriţa. O serie de experienţe au demonstrat posibilitatea formării cu ajutorul explozivilor în contact direct cu piesa, fără intermediul agentului moderator (de exemplu apa) utilizat în prezent, presiunea de explozie trebuind să fie mult mai coborîtă în acest caz.

Generator de impulsuri pentru prelucrarea de precizie prin electroeroziune. V. L. Kravcenko. În: Maşinostroiteli, nr. 2, 1964.

Pentru prelucrarea de precizie prin electroeroziune a materialelor bune conducătoare de electricitate s-a realizat un generator de impulsuri a cărui schemă este prezentată în figura 1.

Alimentată de sursa de curent continuu de înaltă tensiune *1*, prin intermediul droseului *2* şi a înfăşurării primare a transformatorului de impulsuri *3*, capacitatea *4* se încarcă pînă la o tensiune de două ori mai mare decît tensiunea de alimentare. După aceasta, în reţeaua tiratronului (triodă cu gaz) *5* se dă impulsul pozitiv care provoacă aprinderea tiratronului. Capacitatea *4* se descarcă prin tiratron şi înfăşurarea primară a transformatorului de impulsuri, ceea ce dă naştere unui impuls de joasă tensiune şi intensitate mare în înfăşurarea secundară a transformatorului. Acest impuls este transmis, prin intermediul a două cabluri, la instalaţia de prelucrare prin electroeroziune. Frecvenţa de repetare a impulsurilor la ieşirea din generator este egală cu frecvenţa impulsurilor de aprindere.

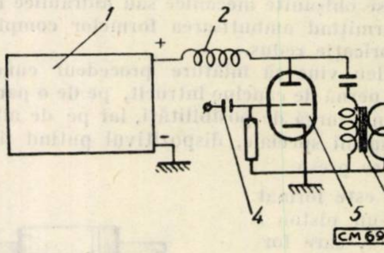


Fig. 1

Faţă de alte tipuri de generatoare, cel prezentat are avantajul unei mai mari frecvenţe de repetare a impulsurilor. Datorită duratei scurte a impulsurilor transmise, generatorul permite folosirea electroliţilor slabi între electrozii instalaţiei de electroeroziune, ca de exemplu, apa de canal. Utilizarea generatorului nu este periculoasă, tensiunea la ieşire fiind redusă.

Tensiunea impulsurilor de ieşire poate fi reglată în funcţie de necesitatea procesului tehnologic, atît prin modificarea tensiunii anodice în triatron, cu ajutorul unui autotransformator, cît şi prin schimbarea numărului de spire ale înfăşurării primare a transformatorului de impulsuri.

Caracteristicile tehnice ale generatorului sînt următoarele:

tensiunea de alimentare	220 V;
frecvenţa de alimentare	50 Hz;
durata impulsurilor	1,5 — 8 μs;
puterea consumată	3 kVA;

intensitatea de prelucrare la operaţii de copiere directă:

— pentru cupru şi alamă, clasa de precizie 7 — 6 : 20 — 40 mm³/min;

— pentru aliaje grele, clasa de precizie 8 — 7 : 10 — 17 mm³/min;

— gabarit 640 × 750 × 1 240 mm.

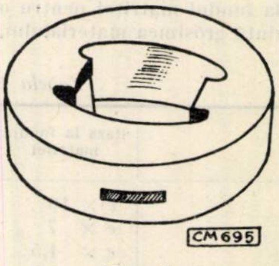


Fig. 2

În figura 2 se prezintă o ştanţă confecţionată din aliaj dur, prelucrată cu ajutorul instalaţiei deservite de acest generator.

Ştanţa are grosimea de 20 mm, diametrul exterior de 75 mm şi înălţimea părţii de lucru de 6 mm. Regimul de prelucrare preliminară, conform clasei 6 de precizie, se caracterizează prin capacitatea de încărcare de 8 800 μF, frecvenţa de repetare a impulsurilor de 18 kHz şi tensiunea la electrozi de 300 V; regimul de finisare, conform clasei 7 de precizie, se caracterizează prin 2 000 μF, 50 kHz şi 250 V.

Împrăștietor de îngrășăminte RUN-15 m. P. V. Kuznețov. În: Traktorî i selhozmașinî, nr. 4, 1964.

În cadrul Institutului de cercetări științifice pentru agricultură al R. S. S. Ucraineană s-a realizat și experimentat împrăștietorul RUN-15 m, destinat folosirii îngrășămintelor organice și mineral-organice și compostului prin împrăștierea grămezilor repartizate în prealabil pe sol.

Agregatul cuprinde un tractor DT-54 A sau T — 75, un dispozitiv de preluare și un împrăștietor suspendat cu rotor (fig. 1).

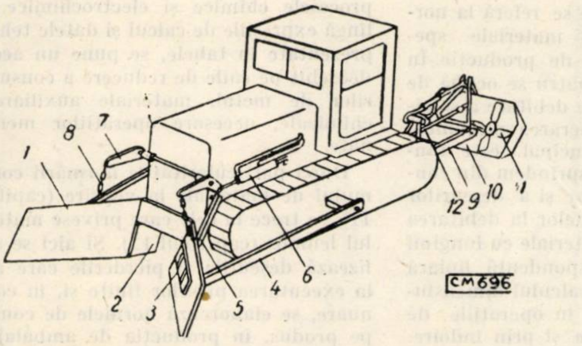


Fig. 1

Plasat în fața tractorului, dispozitivul de preluare este format din doi pereți laterali *1* dispuși simetric la 45° față de direcția de înaintare. Deschiderea ferestrei dintre cei doi pereți reglează cu ajutorul ușii *2*. Pe unul din pereți se află planul mobil *3* cu cepuri, care, pus în mișcare de du-te-vino de un dispozitiv hidraulic cu comutare automată, servește la dozarea cantității de îngrășăminte care pătrunde prin fereastră. Suspensia dispozitivului de preluare este asigurată prin lonjeroanele *4* și tijele *5*. Ridicarea și coborîrea sînt realizate de dispozitivul hidraulic *6* prin intermediul pîrghiilor *7* și al lanțurilor *8*.

Împrăștietorul este montat în spatele tractorului pe mecanismul hidraulic de suspensie *9* și comportă planul de colectare *10*, prevăzut cu două rotoare cu palete *11*. Acestea se rotesc în sensuri diferite, fiind antrenate de arborele de ieșire al tractorului prin intermediul axului cardanic *12* și al unei transmisii cu lanț. Partea inferioară a împrăștietorului constituie talpa de sprijinire pe sol.

Caracteristicile tehnice ale agregatului sînt următoarele:

— lățimea zonei de împrăștiere	25 — 30 m;
— viteza de înaintare	3,6 km/h;
— norma de lucru	8 — 40 t/ha;
— greutatea agregatului fără tractor	700 kg.

Agregatul este utilizat la administrarea îngrășămintelor care se transportă cu mijloace independente de la depozit sau terenul de compost la solul pe care trebuie împrăștiate, unde sînt organizate în grămezi. Greutatea unei grămezi variază între 1,5 și 2,5 t, în funcție de capacitatea mijlocului de transport utilizat, distanța dintre șirurile de grămezi fiind de 12 m în cazul îngrășămintelor cu greutate mai mare.

Agregatul poate fi folosit și pentru transport și formarea grămezilor, în cazul în care se administrează bălegar depozitat în cursul iernii la marginea cîmpului sau pe cîmp. În acest scop dispozitivul de preluare este dispus în poziția de transport, fereastra sa fiind obturată de ușa *2*. Această practică nu este avantajoasă dacă depozitul format în timpul iernii este amplasat la un colț al cîmpului. În acest caz, dispozitivul de preluare este utilizat la început ca încărcător al unui mijloc de transport independent; pentru aceasta se atașează o platformă înclinată de lemn. Capacitatea de încărcare atinge 400 t/zi.

Utilizarea agregatului asigură uniformitatea împrăștierii îngrășămintelor pe sol. El are avantajul simplității constructive, productivității ridicate și varietății operațiilor pe care le poate executa.

Recenzii

Al. Moga. **Materiale noi în construcția de mașini.** București, Editura tehnică, 1964, 466 pag.

Lucrarea este consacrată caracteristicilor, proprietăților și domeniilor de utilizare a diverselor materiale noi folosite în construcția de mașini. Este împărțită în 10 capitole.

Primul capitol se referă la fonte, în legătură cu care se dau inițial o serie de indicații generale (ponderea în producție, clasificare, tratamente termice etc.). În continuare se examinează fontele cu proprietăți mecanice speciale și cele cu proprietăți fizico-chimice speciale. Menționăm, dintre primele, fontele antifricțiune, rezistente la uzură, rezistente la temperaturi înalte, iar dintre celelalte — fontele refractare și anticorosive.

Capitolul doi se ocupă de oțeluri. După generalități, în care se insistă asupra efectelor elementelor de aliere, se trece la analiza oțelurilor de construcție cu destinație generală: de înlocuire, de convertizor cu insuflare de oxigen și microaliate. Paragraful următor prezintă oțelurile de construcție cu destinație specială, cum sînt oțelurile rezistente la uzură, oțelurile pentru arcuri, oțelurile cu rezistență mecanică și termică ridicată. Se tratează apoi despre oțelurile cu proprietăți fizico-chimice speciale și despre cele cu proprietăți tehnologice speciale, pentru ca în încheiere să se abordeze problema oțelurilor de scule. Paragraful respectiv are o dezvoltare mai amplă, cuprinzînd oțeluri pentru scule așchietoare, printre care și cele rapide, oțeluri de scule pentru deformarea la rece și la cald a metalelor, oțeluri pentru instrumente de măsurare și pentru mecanică de înaltă precizie și oțeluri de scule pentru formarea pieselor de materiale plastice. Ca și în cazul fontelor, materialul prezentat se bazează pe standardele noi și proiectele de standarde romînești și străine, în conformitate cu care se dau numeroase informații privind compoziția, caracteristicile mecanice, alegerea în funcție de complexitatea piesei etc.

În capitolul trei sînt luate în discuție metalele neferoase și aliajele respective, cu evidențierea tendințelor moderne ale utilizării lor în construcția de mașini. În primul rînd se examinează aliajele de aluminiu, aspectele prezentate fiind legate de calitățile antifricțiune, anticorosive de rezistența la temperaturi înalte și joase. Trebuie menționată descrierea aliajelor de aluminiu cu proprietăți tehnologice speciale; pentru așchiere pe strunguri automate, pentru ambutisare adîncă și pentru îmbinări sudate. Probleme similare sînt ridicate relativ la aliajele studiate în continuare cu bază de titan, cupru, nichel și cobalt. De asemenea sînt analizate metalele rare ușoare și ușor fuzibile, metalele rare greu fuzibile, aliajele dure și mineraloceramice, aliajele de precizie.

După materialele metaloceramice (progrese în tehnologia de fabricație, materiale cu destinație generală și specială — capitolul 4), lucrarea tratează pe larg despre materialele plastice (capitolul 5). Pentru început se precizează noțiunile fundamentale privind aceste materiale, cu includerea propunerii de normă internațională pentru clasificare, fiind abordate apoi problemele stadiului actual și ale perspectivelor de dezvoltare a producției de materiale plastice în R.P.R. Tehnologia de prelucrare, proprietățile și utilizările diferitelor grupuri de materiale plastice constituie obiectivele paragrafelor următoare, o atenție deosebită acordîndu-se celor rezervate materialelor plastice noi și cu proprietăți speciale. De reținut dintre acestea materialele plastice stratificate, armate cu țesături anorganice și cu fibre, elastomerii, materialele electro- și termoizolante, materialele plastice cu transparenţă ridicată. Tot în acest capitol îşi au locul, de asemenea, criteriile de alegere a materialelor plastice în construcţia de maşini, cum şi semifabricatele din materiale plastice.

Capitolul şase se referă la alte materiale nemetalice (lemn presat, ceramică, sticle tehnice şi noi calităţi de grafit), iar capitolul şapte prezintă materiale combinate. În această categorie sînt incluse, între altele, bimetalele, metalele placate cu materiale plastice, materialele stratificate.

În capitolul opt sînt studiate materialele pentru lipituri. Şi aici tehnica modernă este reprezentată cu precădere, de exemplu, prin recentele realizări din domeniul adezivilor.

Ultimele două capitole sînt consacrate materialelor pentru acoperiri metalice şi, respectiv, nemetalice. Din prima grupă cităm diferitele procedee de metalizare prin pulverizare, iar din a doua — materiale şi metode noi de protecţie, pentru condiţii de exploatare din cele mai variate : acoperiri rezistente la acţiunea agenţilor chimici, la apă şi umezeală, în ţinuturi tropicale etc.

Adresată inginerilor şi tehnicienilor tehnologi şi proiectanţi din industria constructoare de maşini, lucrarea reuneşte un bogat material în domeniul propus. Noutăţile tehnice prezentate într-o formă unitară şi concentrată sînt axate atît pe realizările din R.P.R., cît şi pe cele din alte ţări cu nivel de producţie ridicat.

T. Coşeriu şi Gh. Ionescu. **Normarea consumurilor de materiale în construcţia de maşini.** Bucureşti, Editura tehnică, 1963, 328 pag.

În cele 16 capitole care o alcătuiesc, lucrarea tratează problemele normării consumurilor de materiale, dezvoltînd, în special, aspectele legate de producţia uzinelor constructoare de maşini.

Capitolul unu cuprinde consideraţii generale asupra normării consumului de material. În acest sens este definită norma de consum ca bază în utilizarea raţională a resurselor materiale şi se precizează obiectivul şi necesitatea normării.

În capitolul doi se prezintă bazele teoretice ale normării consumului de material. Noţiunile principale sînt urmate de analiza structurii normei de consum, înglobînd consumul util de materiale, pierderile tehnologice şi netehnologice, precum şi posibilităţile de reducere a acestora. După stabilirea expresiilor diferitelor consumuri şi a indicatorilor respectivi, se examinează materialele utilizate în industria constructoare de maşini şi categoriile de norme de consum.

Tehnica normării constituie obiectul capitolului trei. Se evidenţiază importanţa alegerii metodei celei mai adecvate de determinare a normelor în condiţiile reale de producţie. De asemenea, se indică etapele principale de elaborare a normelor tehnice, experimentale şi statistice.

Capitolele următoare se referă la normarea consumului de materiale specifice diferitelor tipuri de producţie. În primul rînd, capitolul patru se ocupă de normarea în lucrările de debitare a semifabricatelor şi în prelucrarea mecanică, al cărui parametru principal este lungimea materialelor. Desprindem din conţinut analiza pierderilor şi a deşeurilor de metal, calculul normelor la debitarea semifabricatelor din materiale cu lungimi de fabricaţie, cu corespondenţă liniară şi în formă de bobine, calculul dimensiunilor semifabricatelor în operaţiile de prelucrare prin aşchiere şi prin îndoire. Textul este completat cu o serie de tabele pentru coeficienţii de pierdere, adaosuri etc. şi cu exemple numerice.

Capitolul cinci dezvoltă problemele normării consumului de metal în producţia de piese forjate. Pentru început se ia în considerare forjarea liberă a laminatelor şi lingourilor, cu aplicare la producţia de serie mică şi de unicate, trecîndu-se apoi la forjarea în matriţă. În încheiere se studiază caracteristicile elaborării normelor în cazul utilizării maşinilor de forjat orizontale.

În legătură cu consumul de metal din producţia de piese de tablă (capitolul 6) se prezintă metodele de croire a acestora, cu precizarea normelor corespunzătoare, insistîndu-se asupra calculului normelor de consum la ştanţarea din semifabricate grupate. Un loc important îl deţine determinarea dimensiunilor şi a formei semifabricatului în producţia de piese ambutisate ; circulare, cu formă simplă şi compusă, dreptunghiulare, cu configuraţie asimetrică.

În aceeaşi manieră este tratat capitolul şapte privind normarea consumului de materiale în producţia de piese turnate. Dintre problemele specifice acestei producţii reţinem calculul normelor pentru turnarea pieselor bune pe produs, pentru încărcătura metalică necesară la turnare etc.

Capitolul opt se referă la lucrările de sudură şi tăiere cu gaze a metalelor. Se stabileşte modul de determinare a consumului de electrozi la sudarea manuală cu arc electric şi a materialelor necesare la sudarea automată şi semiautomată sub strat de flux, cu indicarea normativelor corespunzătoare tipurilor de suduri frecvente în practică ; consumurile de materiale la sudarea şi tăierea oxiacetilenică sînt examinate în paragrafe speciale.

Capitolul nouă este consacrat normelor de consum la lipire, cositorire şi turnare a aliajelor antifricţiune, iar capitolul zece — celor de la acoperirile galvanice şi procesele chimice şi electrochimice. Pe lîngă expresiile de calcul şi datele tehnice prezentate în tabele, se pune un accent deosebit pe căile de reducere a consumurilor de metal, materiale auxiliare şi chimicale, necesare operaţiilor menţionate.

După particularităţile normării consumului de materiale la vopsire (capitolul 11), se trece la cele care privesc materialul lemnos (capitolul 12). Şi aici se analizează deşeurile şi pierderile care apar la executarea pieselor finite şi, în continuare, se elaborează normele de consum pe produs, în producţia de ambalaje şi de modele pentru turnătorii precum şi măsurile de reducere a consumului de cherestea.

Capitolul 13 tratează pe scurt despre normarea consumului de materiale textile şi piele. Capitolul 14 este destinat sculelor, indicînd datele iniţiale care servesc la calculul normelor de uzură şi de consum, modul de stabilire a duratei de serviciu etc. Sînt luate în considerare atît sculele aşchietoare, cît şi matriţele.

În ultimele două capitole se examinează normarea consumului de combustibil şi, respectiv, de energie electrică. În primul caz, consumul de combustibil este determinat pe baza bilanţului termic al procesului studiat ; în cel de-al doilea, obiectivele normării sînt consumurile de energie electrică pentru maşini-unelte şi pentru cuptoare electrice.

Lucrarea este prevăzută cu trei anexe, cuprinzînd date ajutătoare pentru elaborarea normelor de consum : formele pentru calculul volumelor şi suprafeţelor unor figuri geometrice, greutatea unităţii de lungime a principalelor materiale laminate sau calibrate din oţel şi greutatea specifică a principalelor materiale utilizate în construcţia de maşini.

Lucrarea constituie un îndreptar care are scopul de a elucida bazele normării tehnico-ştiinţifice a consumului de materiale, prezentînd indicaţii metodologice de elaborare, date practice, exemple de calcul de normare curentă. Se adresează tehnicienilor şi inginerilor tehnologi din serviciile de normare, putînd fi utilizată şi de cei care activează nemijlocit în procesul de producţie.

Cronică

Sesiunea tehnico-științifică de la uzinele „Timpuri noi" — București

Uzinele de motoare și compresoare „Timpuri noi" din București au organizat în ziua de 4 iulie a.c. o sesiune tehnico-științifică în cinstea celei de-a 20-a aniversări a eliberării patriei noastre.

Au luat parte, alături de inginerii, tehnicienii și muncitorii fruntași ai uzinei, specialiști din cadrul institutelor de învățămînt superior și al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini.

După cuvîntul de deschidere rostit de ing. șef A. Bularca, au fost prezentate o serie de referate tratînd probleme tehnice deosebit de importante pentru producție, studiate și rezolvate de colectivele de ingineri și tehnicieni ai uziei.

O pondere mare în producția uzinelor „Timpuri noi" o are construcția motoarelor Diesel cu puteri cuprinse între 6 și 110 CP.

În funcție de nevoile mereu crescînde ale economiei noastre naționale, uzinele „Timpuri noi" au asimilat în ultimii ani noi tipuri de motoare Diesel în urma unor studii temeinice făcute în cadrul serviciului constructor șef.

Un astfel de studiu este prezentat de ing. *R. Măndescu*, în referatul „Cîteva considerații cu privire la motoarele Diesel de 100—200 CP". În acest referat se analizează unele probleme legate de asimilarea motoarelor pentru grupurile electrogene de 100 kVA necesare instalațiilor de foraj și se arată că, pentru precizarea dimensiunilor fundamentale ale motorului de 140 CP și a caracteristicilor sale constructive, în cadrul serviciului de proiectări al uzinelor s-a făcut o analiză a tendințelor actuale de dezvoltare în perspectivă a construcției de motoare Diesel.

Alături de motoarele cu combustie internă, din produsele de bază ale uzinelor „Timpuri noi" fac parte compresoarele cu piston.

Studiile și cercetările făcute în cadrul uzinelor pentru îmbunătățirea performanțelor compresoarelor în fabricație, rezultă din prezentarea în cadrul sesiunii a trei referate cu această temă.

Astfel, în referatul „Influența turației și a raportului de comprimare asupra umplerii compresoarelor cu piston", ing. *H. Rădulescu* și *R. Manițiu* fac o analiză a influenței pe care o au asupra umplerii parametrii care caracterizează funcționarea.

Se expune studiul teoretic efectuat pentru compresoarele cu o singură treaptă și se prezintă rezultatele experimentale obținute pe compresoarele „Timpuri noi", „Flottman" și „Westinghouse", comparîndu-le cu cele obținute prin calcul.

În referatul prezentat de ing. *V. Cosoroabă* și *N. Oprea*, „Realizări constructive de supape de tip Horbiger pentru compresoare rapide", după expunerea unor probleme legate de dimensionarea acestui tip de supape, au fost analizate realizarea constructivă și rezultatele experimentale obținute în cazul compresorului C-5.

„Determinarea prin calcul a variației presiunii de aspirație la compresoarele cu piston" este tema referatului prezentat de ing. *V. Cosoroabă*, în care a fost expusă o metodă de calcul prin diferențe finite a procesului de umplere în compresoarele cu piston. Metoda permite determinarea influenței dimensiunilor supapelor automate asupra procesului de umplere, în faza de proiectare.

Un studiu al instalațiilor folosite pentru transportul pneumatic al nisipurilor în turnătorie a fost făcut de ing. *F. Babeș* și *L. Zeidman* în referatul pe care l-au prezentat. După ce au fost expuse principiile care stau la baza calculului de proiectare, variantele de execuție, avantajele și dezavantajele acestor instalații, au fost prezentate caracteristicile și performanțele instalației dată în folosință la uzinele „Timpuri noi".

Pentru omogenizarea structurii pieselor turnate, la uzinele „Timpuri noi" au fost efectuate experiențe privind barbotarea fontei cu gaz metan în oala de tip convertizor.

Rezultatele acestor experiențe au fost prezentate în referatul prezentat de ing. *H. Bercu*, și *S. Ionescu*.

Cele două refarate prezentate în comun de ing. *S. Pop* și *C. Racoviță* au avut ca teme rezultatele obținute în rezolvarea unor probleme importante pentru producție.

Este vorba de îmbunătățirea tehnologiei de turnare pentru chiulasa motorului D-110 și aplicarea procedeului de inoculare sub presiune a fontei cu grafit nodular, în cazul arborelui cotit BV-14.

Într-un alt referat ing. *I. Florescu* și *M. Saulea* au făcut o prezentare a metodei consumului de muncă pentru stabilirea fondului de salarii și productivității muncii într-o uzină constructoare de mașini.

Au fost subliniate avantajele acestei metode, față de acea valorică folosită în prezent la uzinele „Timpuri noi".

Cuvîntul de închidere a fost rostit de ing. șef adjunct *V. Cosoroabă*.

Revista Revistelor

Automobile engineer, iulie 1964. Fiat 1300 și 1500 (II) ; Sistemul de injecție Tecalemit — Jackson ; *Woodward, H.E.* — Injectorul cu cep interior ; Suspensie în tandem Pitt ; Montajul autoturismului Austin 1100.

Traktorî i selhozmașinî, nr. 6/1964: *Koval, I. A., Vahtel V.* — Eficacitatea și durabilitatea motorului de tractor SMD—14 ; *Voitikov*k *V. V* — Tractorul MTZ—52 cu patru roți motoare ; *Ialovenko, F. I.* — Eficiența economică a utilizării tractorului T—4 ; *Karabanov, I. I.* — Despre alegerea tipului de suspensie pentru tractoarele cu șenile ; *Grunauer, A. A., Dik, V. A* și *Lanis, R. A.* — Determinarea forței optime de restabilire a regulatoarelor motoarelor Diesel de tractor ; *Akopian, G. A.* și *Skundin, G. I.* — Studiul pierderilor de putere în transmisiile cu roți dințate ale tractoarelor, la temperaturi joase ; *Țigankov, A. A.* — Despre unificarea dimensiunilor aparaturii tractoarelor cu sistem hidraulic separat ; *Lebedev, B. M.* — Mașini pentru irigare ; *Antonenko, I. Ia.* — Introducerea noilor mașini unificate de semănat în producția agricolă ; *Smirnov, I. I.* și *Diacenko, G. N.* — Studiul geometriei și regimului de lucru al brațului motor al cultivatoarelor cu viteze ridicate ; *Malihina, T. A.* și *Konev, N. G.* — Încercarea mașinilor pentru administrat îngrășăminte minerale ;

Buianov, A. I. — Metodă grafică de calcul al productivităţii efective a valţurilor pentru curăţat ştiuleţi; *Bahtin, P. I., Voloţkaia, V. I.* şi *Nikolaeva, J. N.* — Coeficientul de frecare-alunecare între metal şi sol al principalelor tipuri de soluri din U.R.S.S.; *Strokov, S. A.* — Maşini pentru separarea seminţelor de paie şi pleavă; *Griţaenko, V. I.*— Zdrobitor universal pentru nutreţ KDU-2,0; *Kotenok, I. P.* — Asupra calităţilor combinelor pentru recoltarea furajelor; *Kliukvin, K. T.* — Modele şi cutii de miez din material plastic cu fibre de sticlă; *Nosov, S. K.*— Dispozitiv pentru determinarea epurii presiunii radiale a segmenţilor de piston; *Hazanet, L. L.*— Maşini pentru recoltarea şi încărcarea furajelor; *Bolgov, A. T.* şi *Drozdov, B. N.*—Asupra articolului ,,Studiul tensiunilor din bielă''; *Libţiş, S.E.* şi *Vaserniş, A. I.* — Despre îndrumarul ,,Tractoare indigene''; *Timofeev, V.*— Despre conferinţa uzinelor de tractoare din Lipeţk; *Kotovici, O.* — Asupra rezistenţei şi eficienţei maşinilor agricole.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 6/1964: *Heintze, H.*— În folosul poporului, în cinstea Republicii, un nou caracter al întrecerii; *Morgenstern, K.*— Schimbarea rapidă a sculelor la maşinile de prelucrare prin presiune; *Engelhardt, W.* — Experienţa utilizării dispozitivelor de încercare la ambutisarea adîncă; *Wank, K.*— Utilizarea arcurilor de întindere şi de compresiune conform standardelor TGL-18395 sau 18397; *Altmann, W.*, *Mockel, L.* şi *Herbst, W.*— Coordonarea materialelor şi spaţiului cu dimensiunile suprafeţei de lucru a cuptoarelor de forjă; *Schlowag, E.* şi *Pannasch, S.* — Aplicarea de grup la forjarea în matriţă; *Kerbach, W.* — Dispozitiv pentru prelucrarea racordărilor cu unghiul la centru mai mic de 180°; *Thalemann, M.* — Scule de rectificat cu caracteristici precis determinate, rezultat optim al rectificării; *Degner, W.* — Determinarea deformării aşchiilor la strunjirea oţelului; *Clement, G.* — Aplicarea indicilor tehnologici la maşinile de prelucrare cu scîntei electrice; *Tischler, N.* — Tehnologia acoperirii electrostatice cu lacuri a instalaţiilor staţionare; *Tauscher, H.* şi *Strecher, E.* — Influenţa cianurării asupra rezistenţei la coroziune a oţelului nealiat şi aliat; Colectiv — Prima linie de transfer cu sănii de transport cu capacitate de 4,5 t (partea 1); *Domagalla, H.*, *Lerch, H.* şi *Siebert, G.* — Controlul încărcării şuruburilor de strîngere a flanşelor rezervoarelor de înaltă presiune; *Karbaum, S.* — Doze pneumatice pentru rezolvarea problemelor de automatizări; Instalarea originală a maşinilor pe elemente de cauciuc; *Süss, U.* şi *Posimski, F.* — Determinarea seriei minime la tehnologia de grup; *Wilde, G.* — Optimizarea liniilor de transfer.

Jemna mechanika a optica nr. 6/1954: *Schmidt, R.* şi *Kafka, B.* — Admira AEL 8, primul aparat de filmat cehoslovac de 2 × 8 mm cu acţionare electrică şi obiectiv cu distanţă focal variabilă; *Chmela, P.* — Unele aspecte ale monocromatizării fluxurilor radiante; *Skakala, J.* — Sistem de pistoane etalon pentru presiuni; *Hanak, B.* — Roţile dinţate în mecanica de precizie şi în cadrul proiectării instrumentelor de măsură; *Kafka, B.*— Proiectarea şi calculul roţilor dinţate din material plastic în mecanica fină; *Niklova, B.* — Mărirea vitezei mecanismelor de imprimare din birourile tehnice; *Kolrus, J.* — Stereofotografia.

Materialprüfung nr. 6/1964: *Taraldsen, A.* — Încercare la tracţiune stabilizată (fără stricţiune locală); *Kopineck H.* şi *Sommerkorn, G.* — Bazele fizice ale încercărilor prin ultrasunete pentru tablele subţiri cu defecte artificiale şi naturale; *Salkin, R.* — În legătură cu studiul nedistructiv al defectelor determinate de oboseală; *Radaj, D.* — Aspecte cunoscute în legătură cu cîmpurile de contracţie determinate de o solicitare dinamică în domeniul plastic.

Materialprüfung nr. 7/1964: *Tummers, G. E.* — Rezilienţa necesară pentru a preveni ruperile fragile ale oţelului carbon calmat; *Hickel, F.* — În legătură cu amorsarea fisurilor determinate de oboseală la barele supuse la încovoiere sub sarcină pulsatorie; *Krempl, E.* — În legătură cu ruperea la oboseală, în condiţiile contracţiei termice ciclice, a aliajului Nimonic 80 A.

Muncitori, tehnicieni şi ingineri!

Urmăriţi cu regularitate emisiunile Universităţii tehnice, transmise la radio şi televiziune.

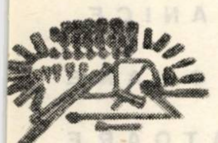
Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi Administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion T. Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia Revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.

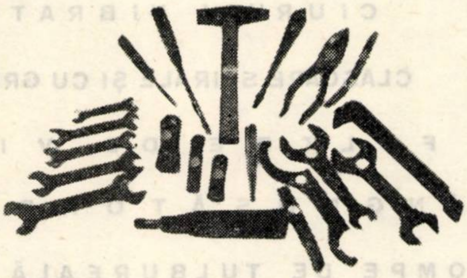
Tiparul: I. P. ,,Informaţia'', str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti, c. 3227.

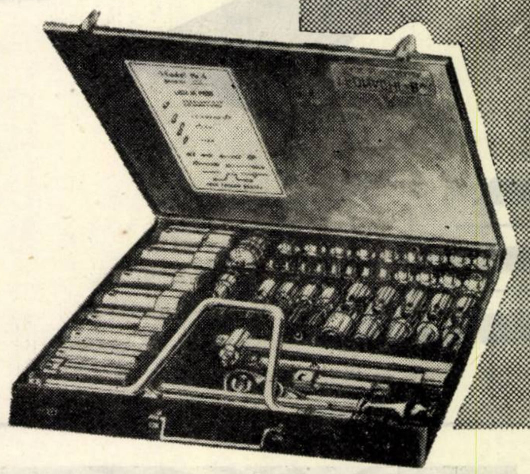
41023

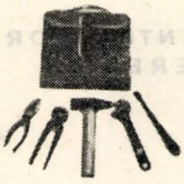
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

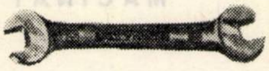
ntreprinderea de „UNELTE şi SCULE" Braşov

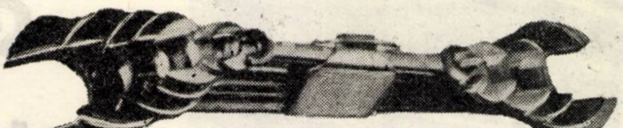


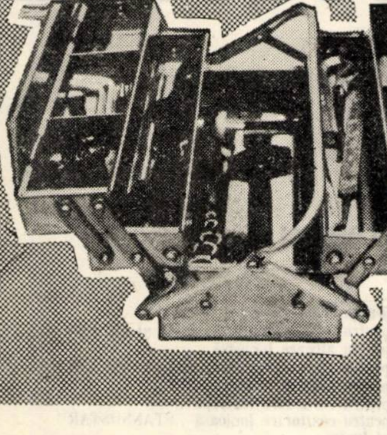












VĂ PUNE LA DISPOZIŢIE DIFERITE SCULE PENTRU LĂCĂTUŞERIE ŞI MONTAJ ŞI SCULE SPECIALE PENTRU REPARAREA ŞI ÎNTREŢINEREA:

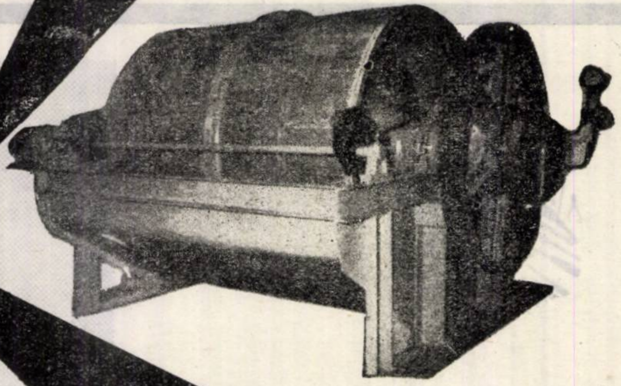
- automobilelor şi tractoarelor
- maşinilor-unelte
- utilajului petrolier
- locomotivelor şi materialului rulant
- instalaţiilor chimice şi petroliere
- utilajelor pentru construcţii

**INVENTAR COMPLET DE SCULE
PENTRU DOTAREA ATELIERELOR
COOPERAŢIEI MEŞTEŞUGĂREŞTI**

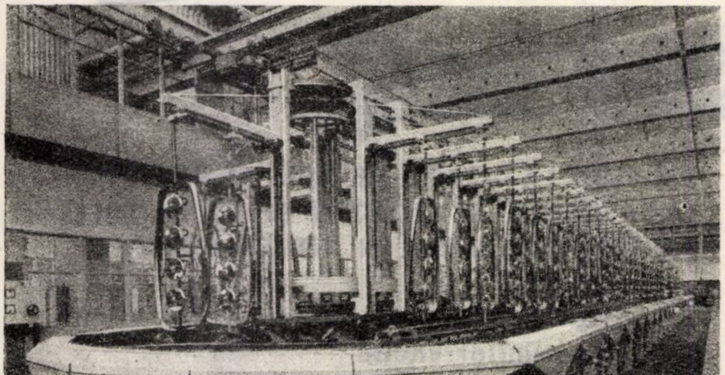
U.M.M.U.M.

BAIA MARE
Str. Baia Sprie nr. 170, telefon 1078

fabrică:



ALIMENTATOARE CU PLĂCI, CU SANIE ŞI ROTATIVE
AGITATOARE MECANICE
CELULE DE FLOTARE
CIURURI VIBRATOARE
CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ
FILTRE DE VID
ÎNGROŞĂTOARE
POMPE DE TULBUREALĂ
VAGONETE DE FUNICULAR
BILE ŞI BARE PENTRU MORI DE MĂCINAT MINEREU etc.



Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Galvanotehnică modernă

Blasberg livrează:

Instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care:
Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la 16 A/dm²
Băi de cromare dură
Băi de cromare cu reglare automată
Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

Băi pentru acoperire cu metale nobile
Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
Băi pentru zincare lucioasă
Băi pentru zincare lucioasă „Helios“ ZF–TR
Băi pentru zincare lucioasă „Helios“ ZF
Băi pentru cositorire lucioasă
Băi pentru cositorire lucioasă „STANNOSTAR“
Eloxal lucios
Paste lichide de şlefuit şi lustruit

Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

TRANSPORT VERTICAL

RAPID — EXPERIMENTAT — ECONOMIC

ASIGURAT DE

ASCENSOARE

(MONTECHARGE)

DE CONSTRUCȚIE POLONEZĂ

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

CENTROZAP

oferă instalații cunoscute pentru calitatea lor:

— ASCENSOARE PENTRU PERSOANE
forța de ridicare: de la 4 la 10 persoane
(de la 320 la 800 kgf)

— pentru imobile de locuit, birouri, clădiri comerciale etc.

— ASCENSOARE PENTRU MATERIALE și
— ASCENSOARE PENTRU MATERIALE-PERSOANE
forța de ridicare: de la 500 la 4 000 kgf

— pentru întreprinderi industriale, depozite, întreprinderi comerciale importante etc.

precum și construcții speciale:

— ASCENSOARE PENTRU SPITALE
forța de ridicare: 500 kgf

— pentru spitale, institute de readaptare, sanatorii etc.

— ASCENSOARE MICI PENTRU MATERIALE
forța de ridicare: 100 sau 200 kgf

— de mare utilitate pentru transporturi interne între sectoare sau locuri de muncă

— Deservire ușoară (comanda adaptată necesităților)
— Coeficient de siguranță maxim
— Exploatare economică
— Funcționare fără defecte
— Construcție modernă
— Execuție îngrijită

Pentru toate informațiile a se adresa: *EXPORTATORULUI EXCLUSIV*

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR
CENTROZAP
KATOWICE, LIGONIA 7, POLONIA
TELEFON: 51.00.61 ◆ TELEX: 31 – 242
Adresa telegrafică: **CENTROZAP** – KATOWICE

Pentru orice informație necesară vă puteți adresa:

BIROULUI CONSILIERULUI COMERCIAL AL POLONIEI
B-DUL AVIATORILOR NR. 24 — BUCUREȘTI

CEKOP

proiectează, expediază, montează și pune în funcțiune întreprinderi complete în următoarele ramuri industriale:

- construcții de mașini;
- energetică;
- construcții și materiale de construcție;
- industria chimică;
- industria zahărului;
- industria alimentară;
- mici întreprinderi industriale.

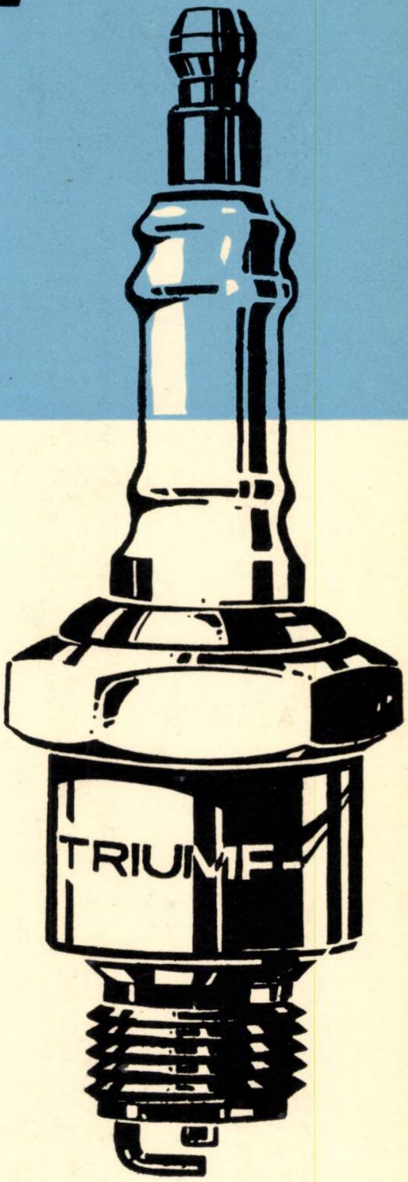
CEKOP

furnizează o documentație tehnică completă privitoare la instalațiile livrate, inclusiv documentația referitoare la construcție, montaj și tehnologie; supraveghează montajul și punerea în funcțiune a instalațiilor pe șantierele de construcție.

Rugăm trimiteți cererile pe adresa:

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ
EXTERIOR **CEKOP**
Koscielna 12
Varșovia – POLONIA
Căsuța poștală 112
TELEGRAME: **CEKOP** WARSZAWA
Telex: 81234

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883



Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Bujia TRIUMF

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE;
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE;
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT;
PERMITE UN REGLAJ UȘOR;
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei	Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95	M 18 x 1,5	45	M 18—45
	145	M 14—145		95	M 18—95
	175	M 14—175		145	M 18—145
	195	M 14—195		175	M 18—175
	225	M 14—225		195	M 18—195
	240	M 14—240		225	M 18—225
	260	M 14—260		240	M 18—240
	195	M 14L—195		145	M 18C—145
	310	M 14LX—310		175	M 18C—175
	370	M 14LX—370		225	M 18C—225

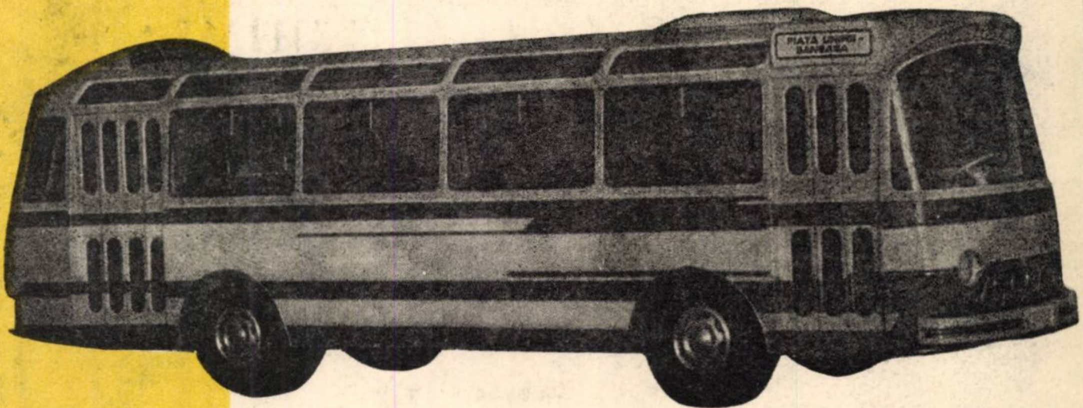
L = bujii cu filet lung (19 mm)
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
C = bujii cu scaun conic

Triumf

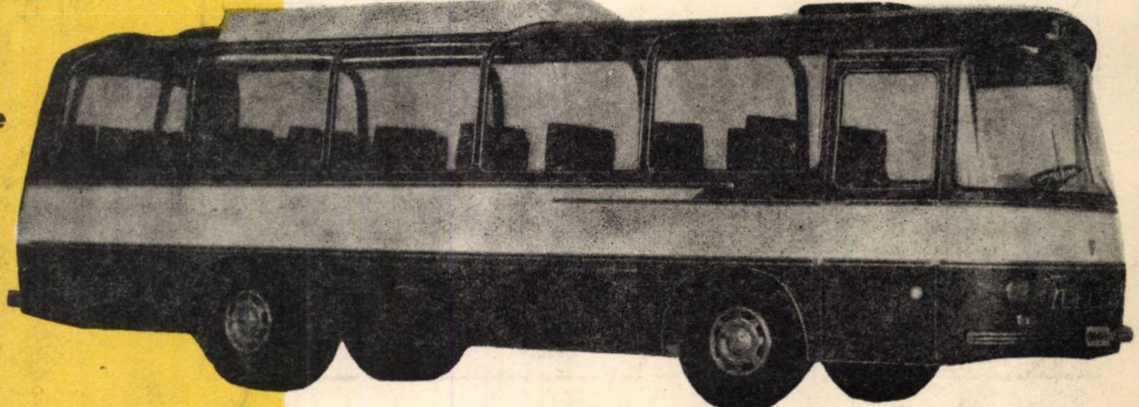
UZINA
AUTOBUZUL
BUCURESTI

produce:

Autobuze
urbane
de medie
capacitate



Autobuze
interurbane
de medie
capacitate



Uzina **AUTOBUZUL** Bucureşti
RAIONUL N. BĂLCESCU • STR OSTROV Nr. 3

E 3279

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

[illegible]

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 10 • OCTOMBRIE 1964

SR
BRAȘOV

CARPATI SR131

BUCEGI SR113

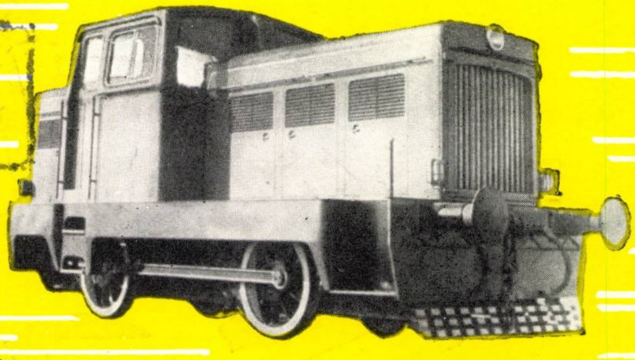
economicitate
manevrabilitate ușoară
siguranță in funcționare
linie modernă
vizibilitate
confort
puterea 140 CP
viteza 90 km/h - SR131
80 km/h - SR113
sarcina utilă 3T SR131
5T SR113
consum la 100 km 27l - SR131
28l - SR113

Uzinele de autocamioane
STEAGUL ROȘU
BRAȘOV

Strada Poienelor Nr. 5 Telefon. 63-10

E 3279

terial rulant
utomotoare de mare viteză și capacitate
comotive de manevră pentru cale normală



UZINELE 23 AUGUST

Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant

Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA

Vulcan

EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"
str. Gabriel Peri nr. 2, București

UNIVERSAL-650

Uzina

TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

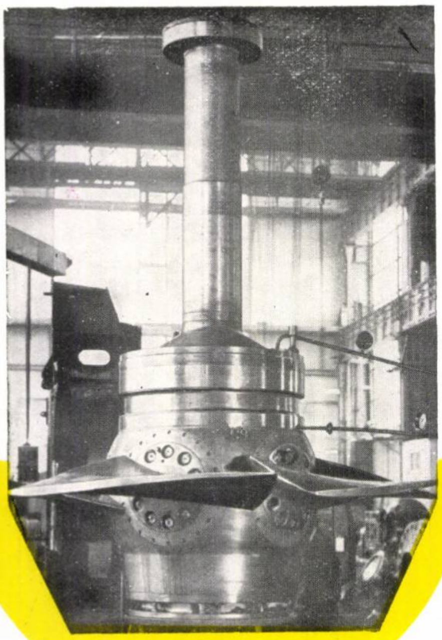
TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

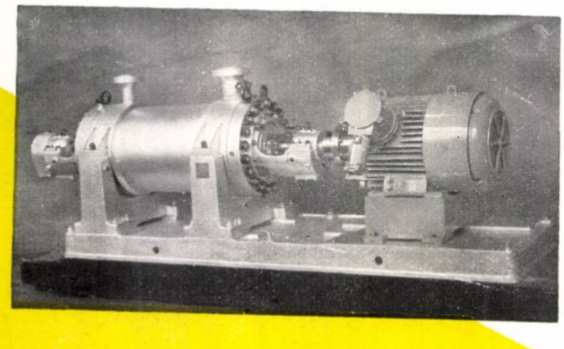
PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

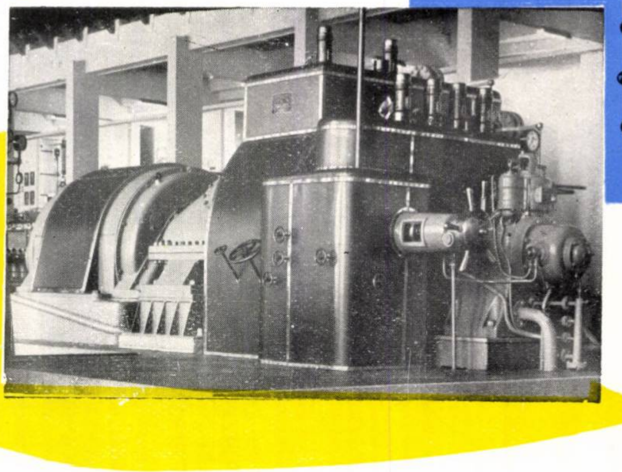
Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

UZINA DE



- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - — cu condensaţie
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m³/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m³/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm³/h — 3 m col.apă
  - — 90 000 Nm³/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm³/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**



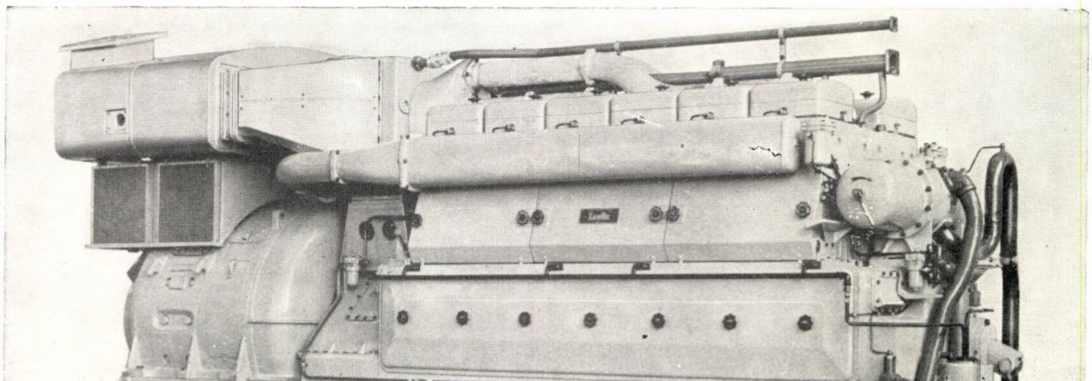


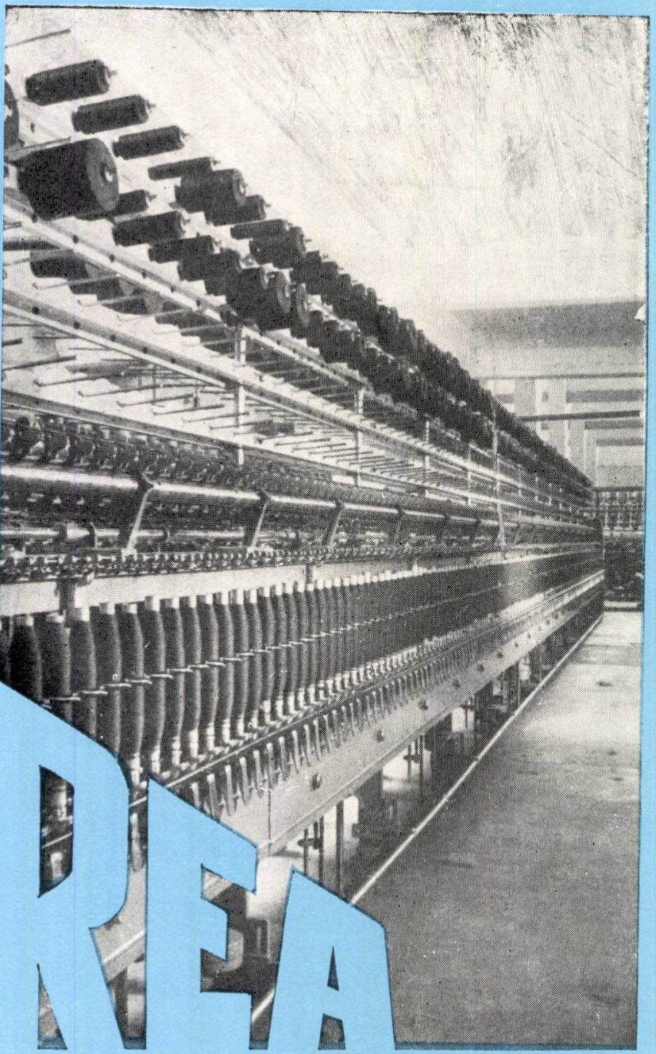
CONSTRUCTII DE MASINI

UCM Resita

MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min pentru locomotive Diesel electrice de 2 100 CP





UNIREA

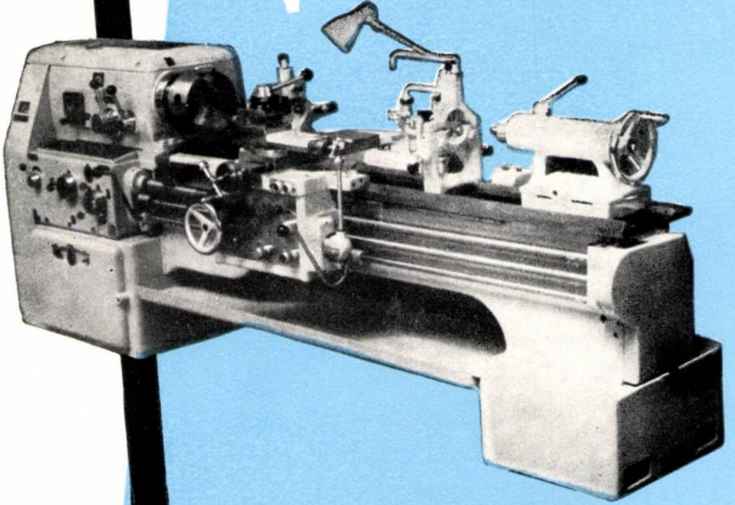
UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2—3

LIVREAZĂ:

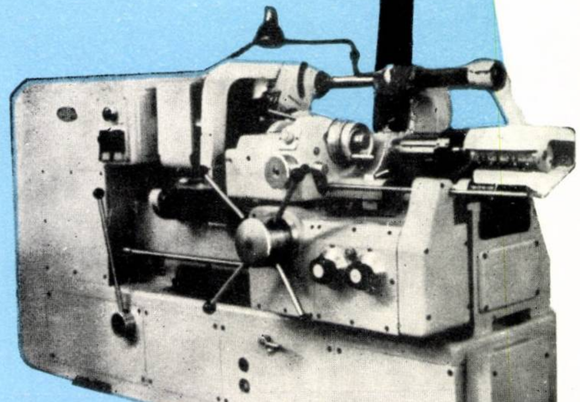
- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru răsboaie, tip A
- Maşini de pieptănat lînă, tip PL
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Maşini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Maşini de filat bumbac cardat pieptănat **tip FI**
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile **din** fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

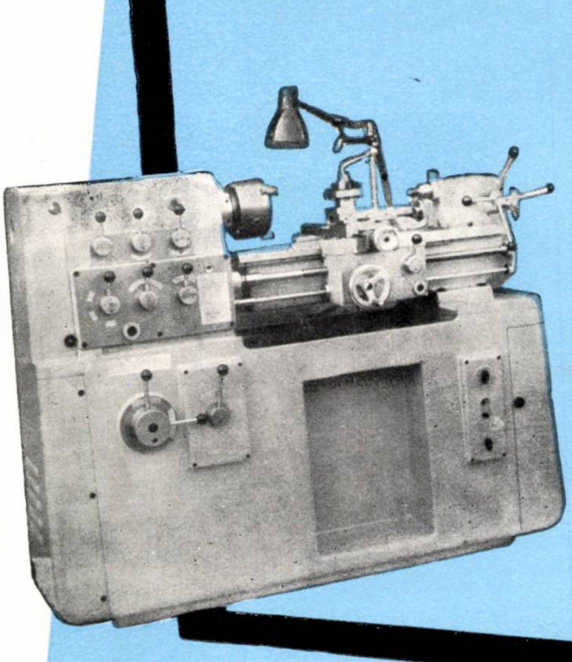
UZINA DE STRUNGURI
ARAD

produce:



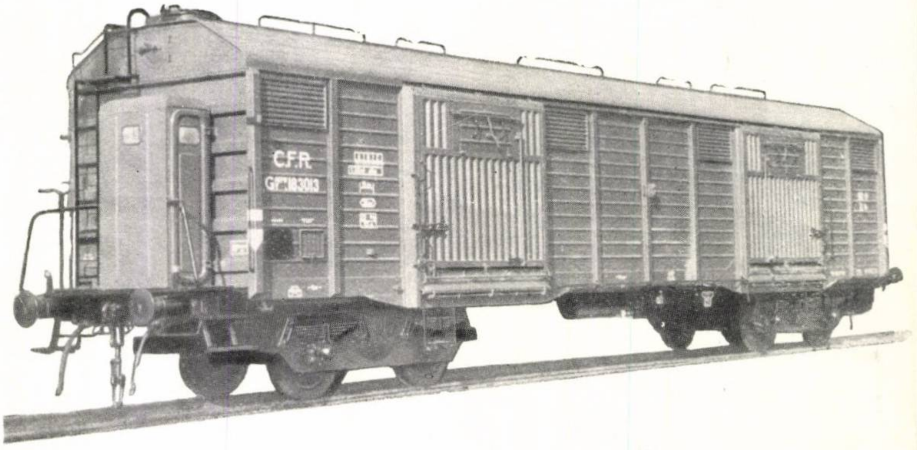
- **Strunguri normale: SN—250, SN—320, SN—400, SN—630 şi SN—800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500, 750, 750—1 000 —1 500, 2 000 şi 3 000 mm; turaţia: 63—2 800, 31,5—1 600, 12—1 500, 12—1 050, 12—1 050; puterea: 2,2, 3, 5, 5/7,5, 11/18, 11/18 kW.
- **Strunguri revolver: SRO—25, SRV—25, SRO—40 şi SRV—40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm; turaţia 112—2 800, 112—2 800, 56—2 800 şi 45—2 240 rot/min; puterea · 3 şi 7,5 kW.

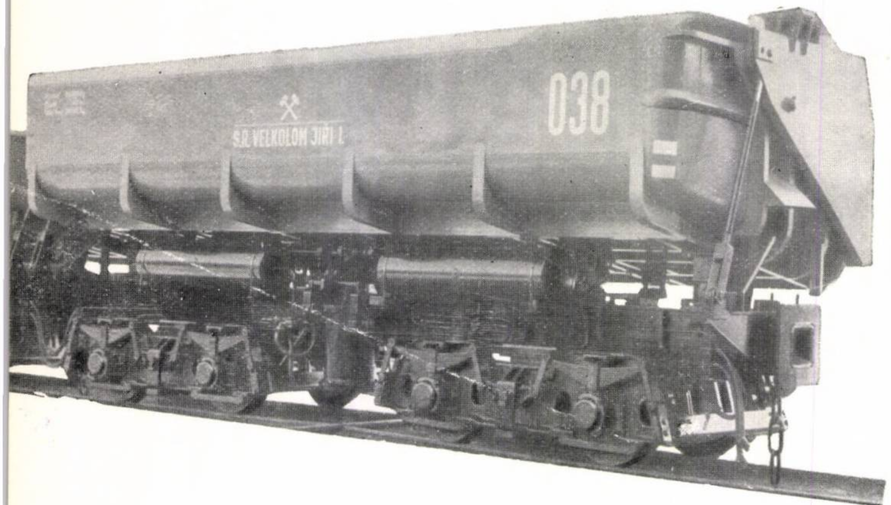




UZINA DE
STRUNGURI
ARAD

UZINELE DE VAGOANE ARAD



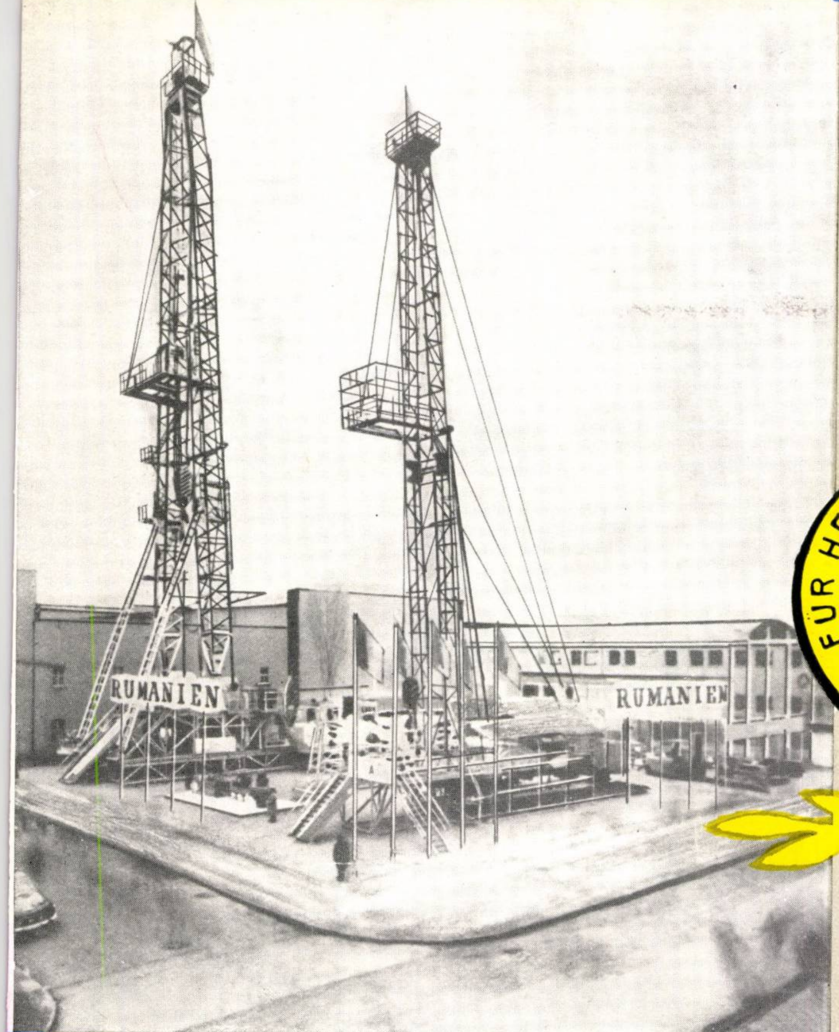


execută :

- Vagoane de marfă descoperite
- Vagoane de marfă acoperite
- Vagoane de marfă speciale
- Vagoane refrigerente
- Vagoane de călători

Vagon acoperit, cu 4 osii – 60 t, cu boghiuri tip NIC şi cu suspensii cu inele lungi şi rulmenţi ; viteza maximă 100–120 km/h

Vagon basculant – 40 m³ – 80 t, pentru mecanizarea transporturilor pe marile şantiere de construcţii sau exploatări miniere la zi ; mecanism de basculare pneumatic


RUMANIEN
RUMANIEN

„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul Internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT
INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE
MM

UZINA

1 MAI

PLOIEȘTI

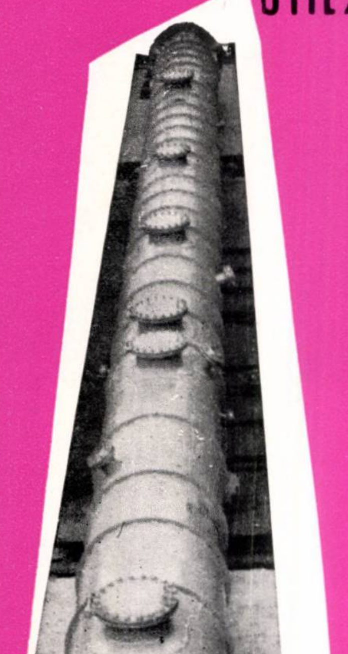
execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8″, 12″, și 16″
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

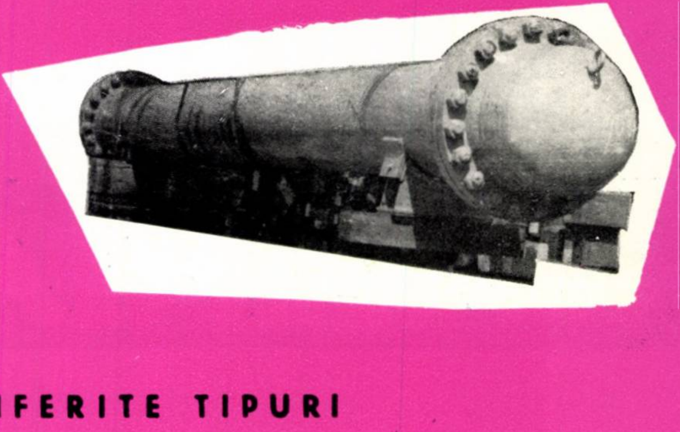
UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII



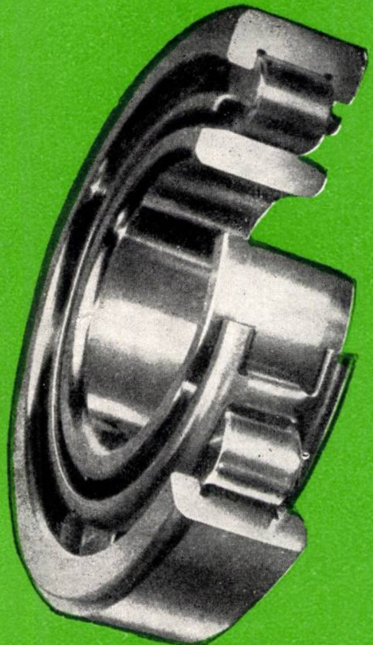
- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- reactoare
- evaporatoare
- coloane de rectificare



RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanti cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

FABRICA DE RULMENȚI
BIRLAD

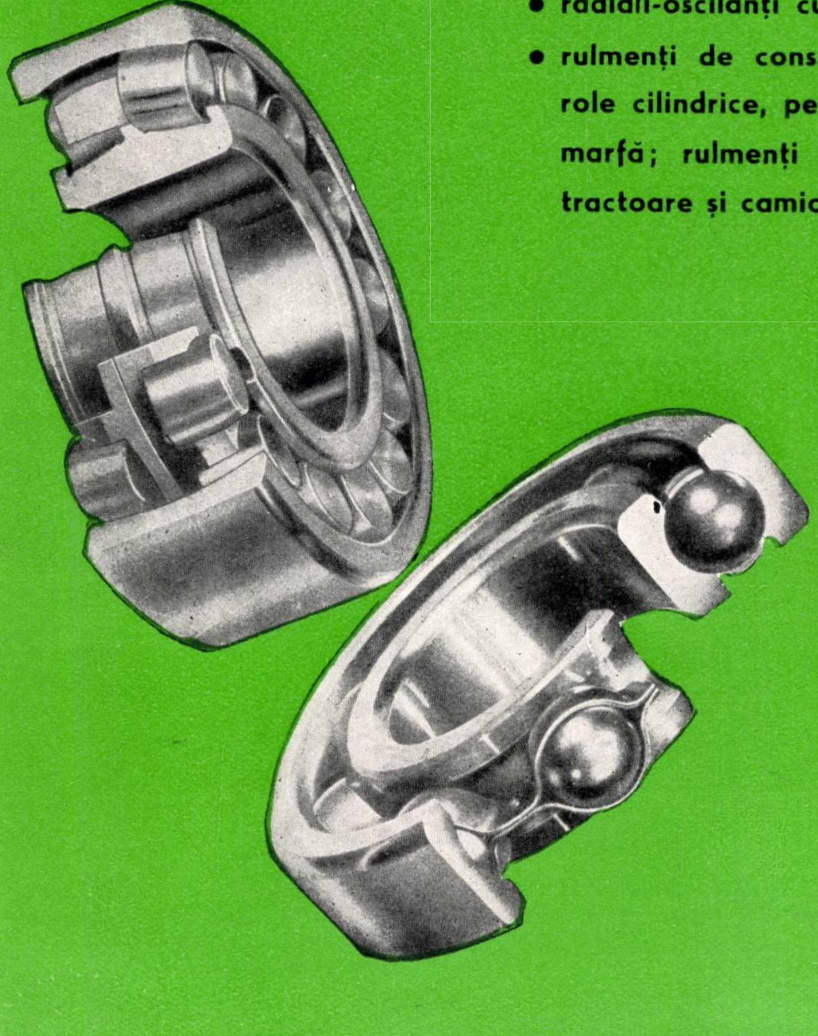


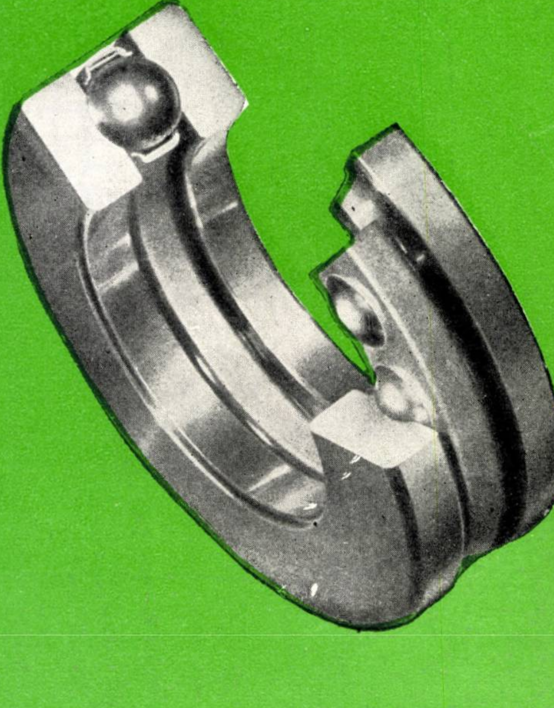
Înzestrată cu maşini specializate de mare productivitate şi precizie, cu laboratoare modern utilate şi cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

MADE IN RUMANIA

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**





ÎNFRĂȚIREA

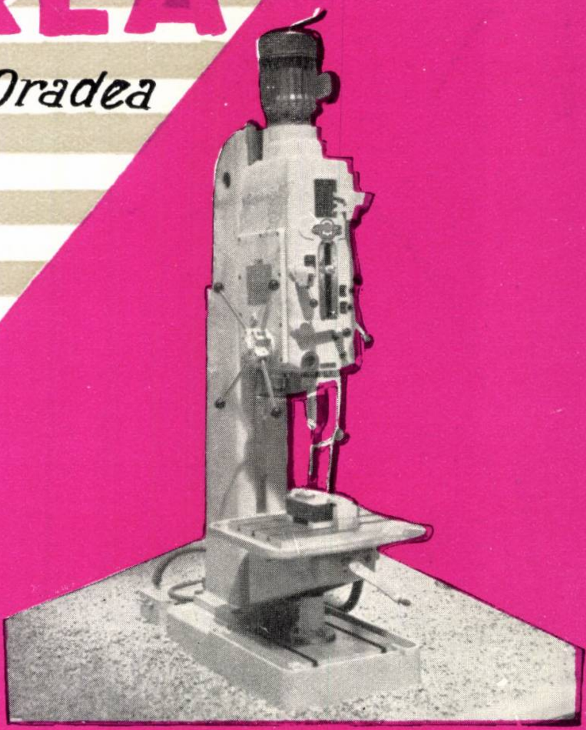
Uzina de mașini-unelte Oradea

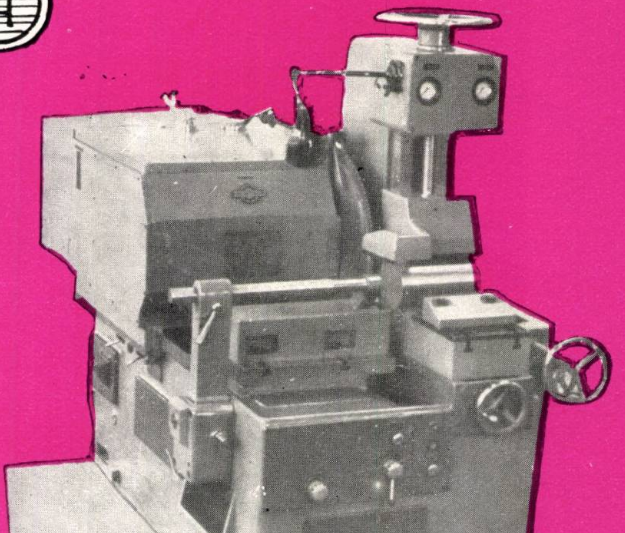
produce

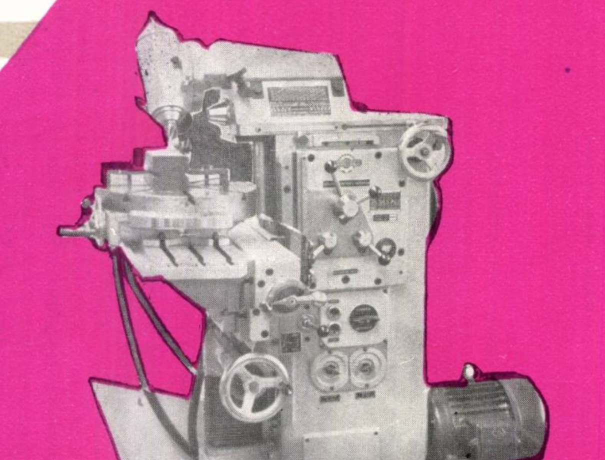
MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

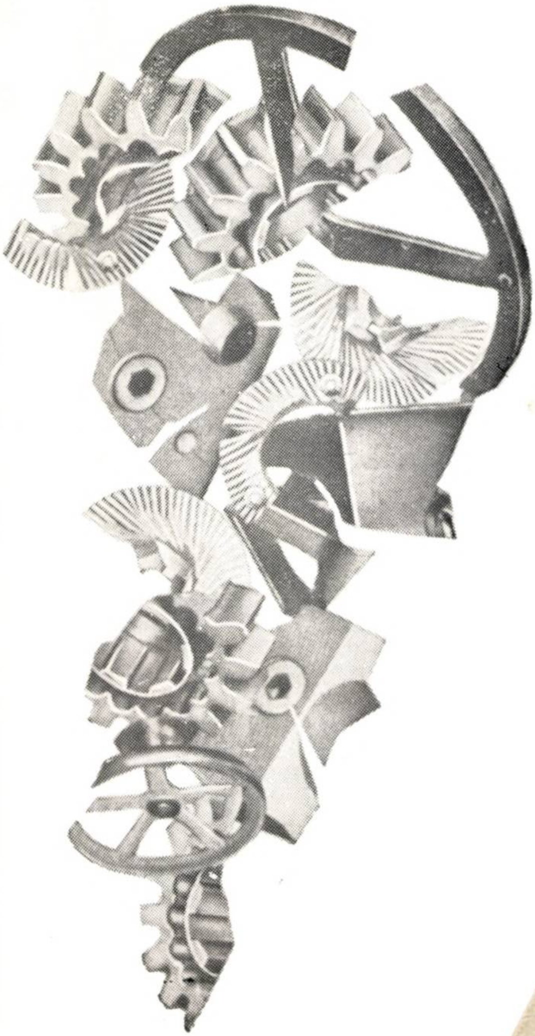
- **— Raboteze de 425 și 700 mm**
- **— Mașini de găurit 416, 425, 640**
- **— Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t**
- **— Freze universale pentru sculărie**
- **— Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm**
- **— Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg**

INFRĂȚIREA





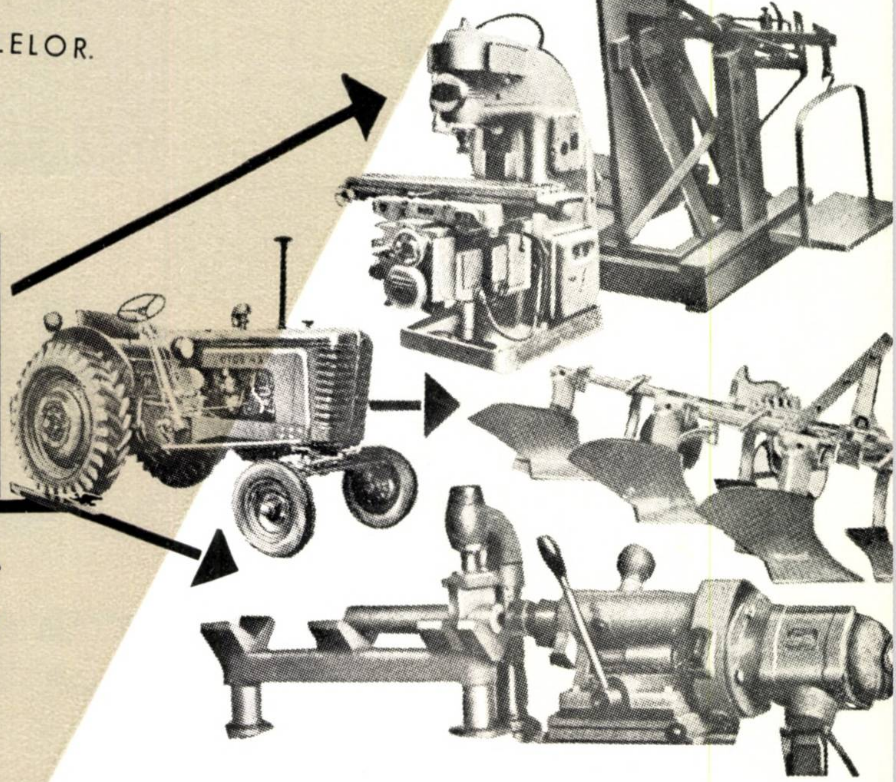


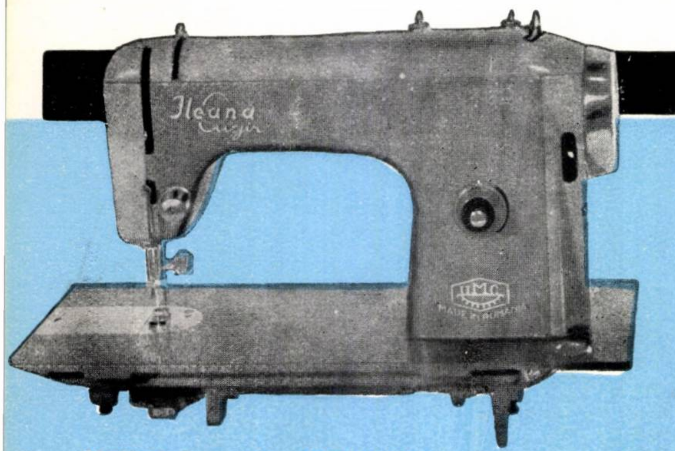


SPRIJINIȚI DEZVOLTAREA INDUSTRIEI SIDERURGICE ȘI REALIZAREA DE PRODUSE METALICE MAI MULTE, MAI BUNE ȘI MAI IEFTINE, PREDÎND DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI ÎN CANTITĂȚI CÎT MAI MARI, SORTATE CONFORM STAS, ÎNTREPRINDERII PENTRU COLECTAREA METALELOR.

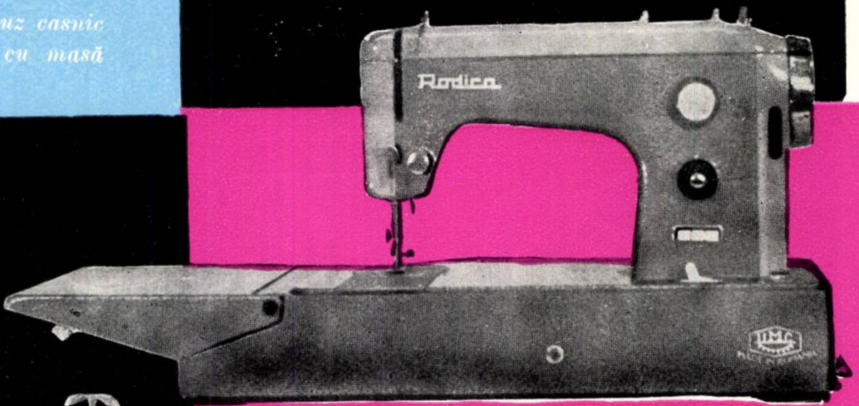
ICM

INTREPRINDEREA
PENTRU
COLECTAREA METALELOR



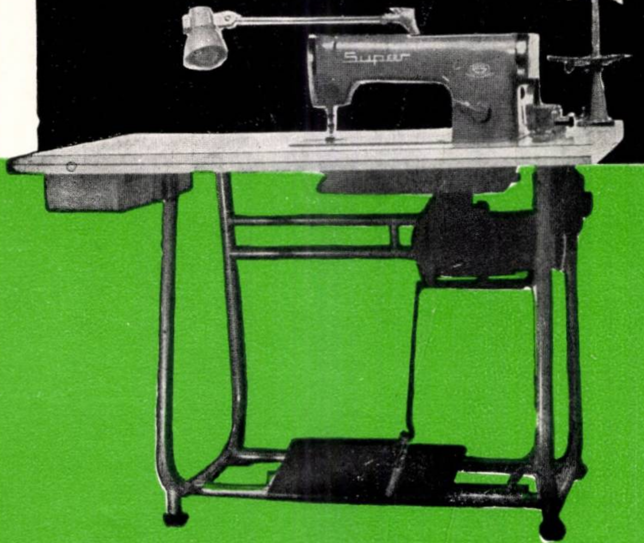


Mașina de cusut „ILEANA" pentru uz casnic execută cusături normale; se livrează cu masă normală sau mobilă.



Mașina de cusut „RODICA" execută cusături simple, în zigzag și 11 modele de cusături decorative.

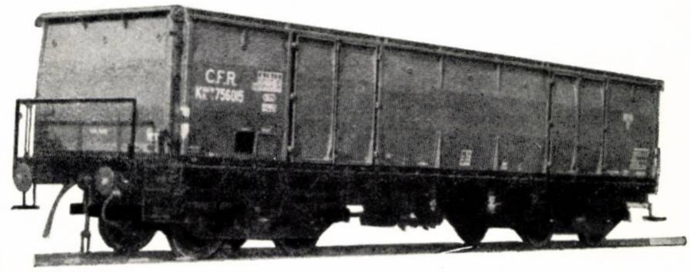
Antrenare electrică în varianta valiză; în varianta mobilă, antrenare electrică sau cu pedală.

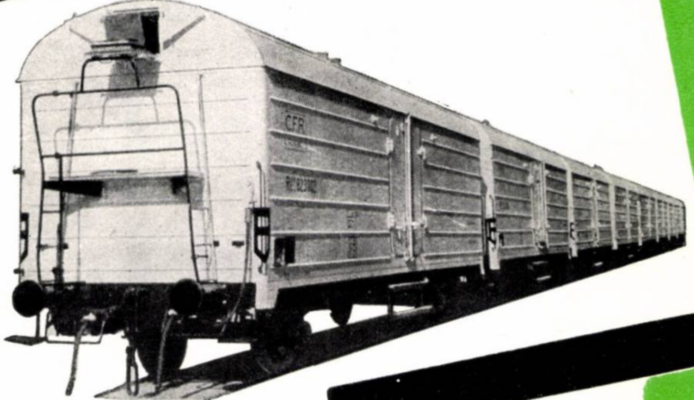


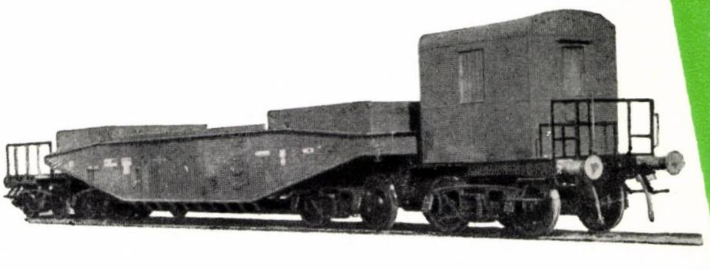
Mașina de cusut industrială „SUPER" pentru industria de confecții, prevăzută cu ungere centrală, asigură, prin turația de 4 000 rot/min a axului principal, o înaltă productivitate.

UZINA
MECANICĂ
CUGIR

UZINELE DE VAGOANE ARAD







EXECUTĂ

Vagoane de marfă descoperite, vagoane de marfă acoperite, vagoane de marfă speciale, vagoane refrigerente și vagoane de călători

1. Vagon de marfă descoperit, pe 4 osii – 60 t, cu autodescărcare, cu boghiuri pe rulmenți și suspensii cu inele lungi, viteza maximă 100–120 km/h

2. Vagon refrigerent – 20 t, pentru mărfuri perisabile, cu răcire cu gheață hidrică sau carbonică; viteza maximă 100–120 km/h

3. Vagon special – 110 t, pentru sarcini mari concentrate ca transformatoare, generatoare, piese grele turnate etc.; înălțimea platformei de la șină 500 mm

UZINA RULMENTUL BRAȘOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE

pentru:

mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

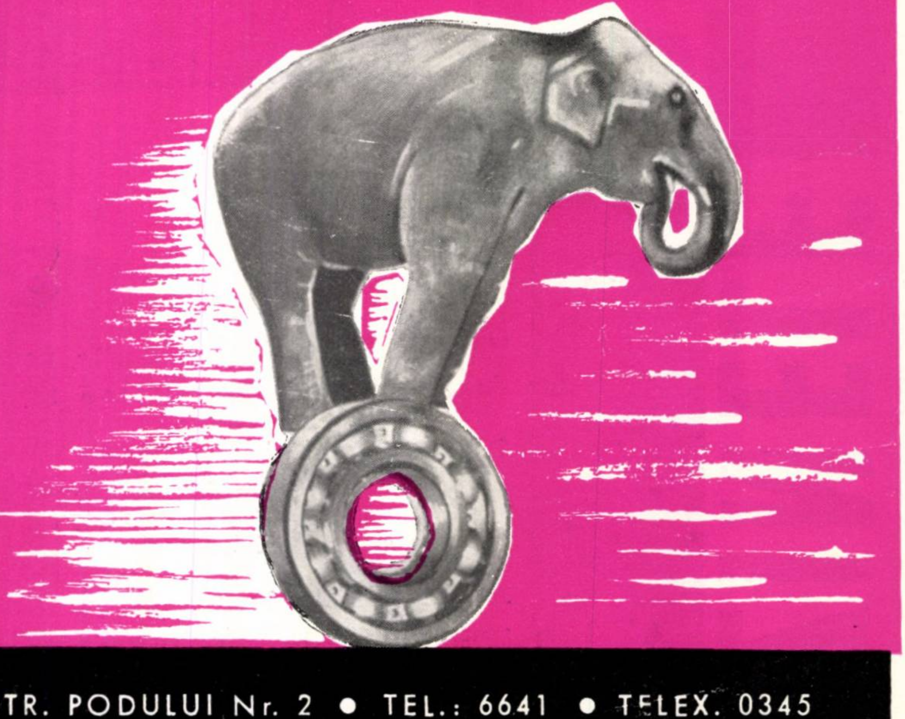
864708—864720
942 17—942 35
943 17—943 50
4074105—4074120

RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

704702 ; 804701
704903 ; 804704
704904 ; 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI

3182118 — 3182122



STR. PODULUI Nr. 2 • TEL.: 6641 • TELEX. 0345

ORSZÁGOS MŰSZAKI
DOKUMENTÁCIÓS KÖ
188

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, OCTOMBRIE 1964, Nr. 10

CUPRINS

CONSTRUCŢIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

BESCHIA, R.: **Încercări pentru determinarea randamentului mecanismelor cu came pe cale grafică.** 527
GORDEEV, P. A. şi ŞIŞKIN, V. G.: **Metodă de calcul al căldurii degajate în motoarele Diesel, cu ajutorul diagramelor indicate.** 534
ACHIŢEI, C.: **Asamblarea conică cu dublu blocaj la prăjinile pătrate laminate, de $5^{1}/_{4}''$.** 538
CRISTEA, V.: **Determinarea distanţei corecte dintre axe la transmisiile cu lanţuri cu role.** 542
NAGY, L., TERŢAN, AL., SZILAGYI, M. şi VODĂ, T.: **Studiul conductibilităţii termice a unor piese sinterizate pe bază de fier.** 544
NICOARĂ, E.: **O metodă de calcul al stabilităţii stîlpului încastrat la o extremitate şi cu reazem elastic oarecare la cealaltă extremitate.** 548
RĂDULESCU, E. şi MANIŢIU, R.: **Influenţa turaţiei şi a raportului de compresiune asupra randamentului volumetric la compresoarele cu o singură treaptă de comprimare.** 552

TEHNOLOGIE

MAIOR, GH. şi LUPESCU, I.: **Sudarea tablelor groase prin procedeul în baie de zgură.** 557
ŞOŞEA, I.: **Sudarea cap la cap a profilelor cu bulb.** 560

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

POSTELNICESCU, M.: **Indicatorii eficienţei economice în cazul asimilării de noi produse.** 561

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

AMUZA, R.: **Funcţionarea şi calculul sincronizatoarelor folosite în cutiile de viteze ale automobilelor romîneşti.** 567
SĂLCUDEAN, GH. şi SĂLCUDEAN, M.: **Unele aspecte ale prelucrării prin electroeroziune.** 569

DOCUMENTARE 574
CRONICĂ 580
RECENZII 581
INFORMAŢII 584
REVISTA REVISTELOR 585

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R. şi conf. ing. M. Soare.
Redactor: ing. E. Petrescu.

CZ 621.835.2.004.15 : 518.4

Beschia, R. : **Încercări pentru determinarea randamentului mecanismelor cu came pe cale grafică.**

Se propune o metodă pentru determinarea randamentului instantaneu al contactului la mecanismele cu camă și tachet plan și rolă.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 527–534

CZ 621.436.016.4

Gordeev, P. A. și *Șișkin, V. G.* : **Metodă de calcul al căldurii degajate în motoarele Diesel, cu ajutorul diagramelor indicate.**

Se prezintă o metodă de determinare a căldurii degajate în motorul Diesel, utilizînd diagrama indicată a motorului și ținînd seamă de variația cantitativă și calitativă a amestecului de ardere.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 534–537

CZ 622.24.053

Achiței, C. : **Asamblarea conică cu dublu blocaj la prăjinile pătrate laminate, de 5 1/4″.**

Se analizează asamblarea conică cu dublu blocaj, care a permis fabricarea prăjinilor de foraj prin laminare în loc de forjare.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 538–541

CZ 621.855

Cristea, V. : **Determinarea distanței corecte dintre axe la transmisiile cu lanțuri cu role.**

Se propune o metodă practică pentru determinarea corectă a distanței dintre axe la transmisiile cu lanțuri cu role.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 542–544

CZ 621.762 : 669.12–492.2 : 536.21

Nagy, L., *Terțan, Al.*, *Szilagyi, M.* și *Vodă, T.* : **Studiul conductibilității termice a unor piese sinterizate pe bază de fier.**

Se evidențiază unele rezultate ale cercetărilor efectuate asupra proprietăților fizice ale pieselor sinterizate.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 544–547

CZ 624.075.23.043

Nicoară, E. : **O metodă de calcul al stabilității stîlpului încastrat la o extremitate și cu reazem elastic oarecare la cealaltă extremitate.**

Se prezintă o metodă de calcul simplă și suficient de precisă permițînd studierea rapidă a mai multor variante.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 548–551

CZ 621.512.01

Rădulescu, E. și *Manițiu, R.* : **Influența turației și a raportului de compresiune asupra randamentului volumetric la compresoarele cu o singură treaptă de comprimare.**

Se studiază influența principalilor parametri funcționali și constructivi asupra performanțelor compresorului cu o singură treaptă de comprimare.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 552–557

CZ 621.791.756 : 669.14–413

Maior, Gh. și *Lupescu, I.* : **Sudarea tablelor groase prin procedeul în baie de zgură.**

Se analizează aspectele tehnologice ale procedeului de sudare în baie de zgură aplicat tablelor groase.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 557–560

CZ 629.12 : 621.791.7.052.4

Șoșea, I. : **Sudarea cap la cap a profilelor cu bulb.**

Se prezintă o metodă de sudare cap la cap a profilelor cu bulb utilizînd un dispozitiv special.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 560–561

CZ 621.003

Postelnicescu, M. : **Indicatorii eficienței economice în cadrul asimilării de noi produse.**

Se realizează o analiză amănunțită a indicatorilor eficienței economice necesari în cadrul asimilării de produse noi.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 561–566

CZ 629.113–585.12

Amuza, R. : **Funcționarea și calculul sincronizatoarelor folosite în cutiile de viteze ale automobilelor romînești.**

Se prezintă pe scurt unele probleme de funcționare și calcul ale sincronizatoarelor folosite în cutiile de viteze pentru automobile.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 567–569

CZ 621.9.018.5

Sălcudean, Gh. și *Sălcudean, M.* : **Unele aspecte ale prelucrării prin electroeroziune.**

Se evidențiază unele aspecte ale tehnologiei prelucrării prin electroeroziune.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 569–573

ДК 621.835.2.004.15 : 518.4

Бескиа, Р.: **Попытки определения к.п.д. кулачковых роликовых механизмов графическим способом.**

Предлагается метод определения моментного к.п.д. контакта на кулачковых роликовых механизмах и плоском толкателе.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 527–534

ДК 621.436.016.4

Гордеев, П. А. и *Шишкин, В. Г.* : **Метод расчета тепла выделяемого дизельными двигателями, с помощью индикаторных диаграмм.**

Описывается метод определения тепла выделяемого дизельными двигателями, посредством индикаторной диаграммы двигателя с учетом количественного и качественного изменения горючей смеси.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 534–537

ДК 622.24.053

Акицей, К.: **Коническая сборка с двойной блокировкой 5 1/4″ прокатанных квадратных штанг.**

Анализируется коническая сборка с двойной блокировкой, допускающая изготовление бурильных труб прокаткой вместо ковки.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 538–541

ДК 621.855

Кристя, В. : **Определение правильного расстояния между осями роликоцепных передач.**

Предлагается практический метод правильного определения расстояния между осями роликоцепных передач.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 542–544

ДК 621.762 : 669.12–492.2 : 536.21

Ноги, Л., Терцан, А., Силаги, М. и *Водэ, Т.:* **Изучение теплопроводности ряда синтеризованных деталей на-основе железа.**

Проводится обзор результатов исследований, проведенных для выявления физических свойств синтеризованных деталей.

Construcția de Mașini 16 (1964). nr. 10. стр. 544–547

ДК 624.075.23.043

Никоарэ, Е.: **Метод расчета устойчивости колонны встроенной на целом конце и эластично опертой на другом.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 548–551

ДК 621.512.01

Рэдулеску, Е. и *Манициу, Р.:* **Влияние скорости вращения и степени сжатия на объемный к.п.д. одноступенчатых компрессоров.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10. стр. 552–557

ДК 621.791.756 : 669.14–413

Майор, Г. и *Лупеску, И.:* **Сварка толстых стальных листов с применением шлаковой ванны.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 557–560

ДК 629.12 : 621.791.7.052.4

Шоши, И.: **Стыковая сварка углобульбовых профилей.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 560–561

ДК 621.003

Постельническу, М.: **Показатели экономической эффективности в рамках освоения выпуска новых изделий.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 561–566

ДК 629.113–585.12

Амуза, Р.: **Работа и расчет синхронизаторов, применяемых в коробках скоростей румынских автомобилей.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 567–569

ДК 621.9.018.5

Сэлкудян, Г. и *Сэлкудян, М.:* **Ряд аспектов обработки электроэрозией.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, стр. 569–573

DC 621.835.2.004.15 : 518.4

Beschia, R. : **Some tests concerning the graphical determination of cam gear efficiency.**

A method is suggested for the determination of the instantaneous efficiency of the contact in gears with cams, flat pegs and rollers.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 527–534

DC 621.436.016.4

Gordeev, P. A. and *Sișkin, V. G.* : **A method of calculating the heat evolved in Diesel engines by means of indicator diagrams.**

One presents a method of determining the heat released in Diesel engines, by using the indicator diagram of the engine and taking into account the quantitative and qualitative variation in the combustion mixture.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 534–537

DC 622.24.053

Achiței, C. : **The conical assembling with double blocking in rolled grief stems of 5 1/4″.**

The author analyses the conical assembling with double blocking which allowed to manufacture the drill stems by means of rolling instead of forging.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 538–541

DC 621.855

Cristea, V. : **Determining the correct distance between the axles in roller chain drives.**

A practical method is suggested for the correct determination of the distance between axles in roller chain drives.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 542–544

DC 621.762 : 669.12–492.2 : 536.21

Nagy, L., Terțan, Al., Szilagyi, M. and *Vodă, T.* : **A study on the thermal conductibility of some sinterized parts based on iron.**

The results are given of some researches concerning the physical properties of sinterized parts.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 544–547

DC 624.075.23.043

Nicoară, E. : **A method of calculating the stability of poles rigidly fixed at one end and with a whatever elastic support at the other.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 548–551

DC 621.512.01

Rădulescu, E. and *Manițiu, R.* : **The influence of the number of revolutions and the compression ratio on the volumetric efficiency in one-stage compressors.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 552–557

DC 621.791. 756 : 669.14 – 413

Maior, Gh. and *Lupescu, I.* : **The welding of thick sheets by the slag bath technique.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 557–560

DC 629.12 : 621.791.7.052.4

Șoșea, I. : **The butt welding of bulb angle irons.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 560–561

DC 621.003

Postelnicescu, M. : **Some economic efficiency indexes on assimilating new products.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 567–569

DC 629.113–585.12

Amuza, R. : **The functioning and calculus of the synchronizers used in the gearboxes our motor cars.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 561–566

DC 621.9.018.5

Sălcudean, Gh. and *Sălcudean, M.* : **Some aspects concerning the electro-erosion working .**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 10, p. 569–573

CD 621.835.2.004.15 : 518.4

Beschia, R. : **Essais pour déterminer graphiquement le rendement des mécanismes à cames.**

L'auteur propose une méthode pour déterminer le rendement instantané du contact pour les mécanismes à came et taquet plan ou à came et taquet à galet.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 527–534

CD 621.436.016.4

Gordeev, P. A. et *Sișkin, V. G.* : **Méthode de calcul de la chaleur dégagée dans les moteurs Diesel, à l'aide des diagrammes indiqués.**

On présente une méthode pour déterminer la chaleur dégagée dans le moteur Diesel, en utilisant le diagramme indiqué du moteur et en tenant compte de la variation quantitative et qualitative du mélange de combustion.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 534–537

CD 622.24.053

Achiței, C. : **L'assemblage conique à double blocage des tiges carrées laminées, de $5^{1}/_{4}''$.**

On analyse l'assemblage conique à double blocage qui a permis la fabrication des tiges de forage par laminage et non par forgeage.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 538–541

CD 621.855

Cristea, V. : **La détermination de la distance correcte entre les axes pour les transmissions par chaînes à galets.**

Une méthode pratique pour déterminer correctement la distance entre les axes pour les transmissions par chaînes à galets.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 542–544

CD 621.762; 669.12–492.2 : 536.21

Nagy, L., Terțan, Al., Szilagyi, M. et *Vodă, T.* : **L'étude de la conductibilité thermique des poudres à base de fer agglomérées.**

On expose certains résultats des recherches qui ont eu pour objet l'étude des propriétés physiques des poudres agglomérées.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 544–547

CD 624.075.23.043

Nicoară, E. : **Une méthode de calcul de la stabilité du pilier encastré à une extrémité et à appui élastique quelconque à l'autre extrémité.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 548–551

CD 621.512.01

Rădulescu, E. et *Manițiu, R.* : **L'influence du nombre de tours et du rapport de compression sur le rendement volumétrique des compresseurs à un seul étage.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 552–557

CD 621.791.756 : 669.14–413

Maior, Gh. et *Lupescu, I.* : **Le soudage des grosses tôles en utilisant le bain de laitier.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 557–560

CD 629.12 : 621.791.7.052.4

Șoșea, I. : **Le soudage bout à bout des profils à bulbe.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 560–561

CD 621 003

Postelnicescu, M. : **Indicateurs de l'efficacité économique des nouveaux produits.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 561–566

CD 629.113–585.12

Amuza, R. : **Le fonctionnement et le calcul des synchroniseurs employés dans les boîtes des vitesses des automobiles indigènes.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 10, p. 567–569

CD 621.9.018.5

Sălcudean, Gh. et *Sălcudean, M.* : **Quelques aspects de l'usinage par électroérosion.**

Construcția de Mașini 16 (1964), no.10, p. 569–573

DK 621.835.2.004.15 : 518.4

Beschia, R. : **Versuche zur Bestimmung des Leistungsgrades der Nockentriebe auf graphischen Weg.**

Es wird ein Verfahren zur Sofortbestimmung der Kontaktleistung der Getriebevorrichtungen mit Nocken, geraden Schwinghebeln und Rollen vorgeschlagen.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 527–534

DK 621.436.016.4

Gordeev, P. A. und *Sișkin, V. G.* : **Verfahren zur Berechnung der ausströmenden Wärme bei Dieselmotoren mit Hilfe angegebener Diagramme.**

Es wird ein Verfahren zur Bestimmung der in Dieselmotor freiwerdenden Wärme beschrieben, wobei das angeführte Diagramm des Motors verwendet und die quantitative und qualitative Veränderung des Verbrennungsgemisches in Betracht gezogen wird.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 534–537

DK 622.24.053

Achiței, C. : **Kegelförmige Zusammenfügung mit Doppelsperrung bei gewalztem Vierkantgestänge von 5 1/4”.**

Es wird das kegelförmige Zusammenfügen mit Doppelsperrung analysiert, wodurch die Fertigung des Bohrgestänges durch Walzen an Stelle des Schmiedens ermöglicht wurde.

Construcția de Mașini 16 (1964), H.10, S. 538–541

DK 621.855

Cristea, V. : **Die Bestimmung der korrekten Entfernung zwischen den Wellen der Rollenkettengetriebe.**

Es wird ein praktisches Verfahren zur korrekten Bestimmung der Entfernung zwischen den Wellen der Rollenkettengetriebe vorgeschlagen.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 542–544

DK 621.762 : 669.12 – 492.2 : 536.21

Nagy, L., Terțan, Al., Szilagyi, M. und *Vodă, T.* : **Untersuchung der thermischen Leitungsfähigkeit gesinterter Presslinge auf Eisenbasis.**

Es werden einige Ergebnisse der Untersuchungen zur Bestimmung der physikalischen Eigenschaften gesinterter Presslinge dargelegt.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 544–547

DK 624.075.23.043

Nicoară, E. : **Ein Verfahren zur Berechnung der Stabilität einer an einem Ende eingespannten und am anderen Ende mit einer elastischen Stütze versehenen Stange.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 548–551

DK 621.512.01

Rădulescu, E. und *Manițiu, R.* : **Der Einfluss der Drehgeschwindigkeit und des Kompressionsverhältnisses auf die volumetrische Leistung der Einstufenkompressoren.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 552–557

DK 621.791.756 :669.14–413

Maior, Gh. und *Lupescu, I.* : **Schweissen dicker Bleche durch das Verfahren des Schlackebades.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 557–560

DK 629.12 : 621.791.7.052.4

Șoșea, I. : **Stumpfschweissen von Profilen mit knollenförmigen Enden.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 560–561

DK 621.003

Postelnicescu, M. : **Kennziffern der Wirtschaftlichkeit im Rahmen der Assimilation neuer Erzeugnisse.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 561–566

DK 629.113–585.12

Amuza, R. : **Der Betrieb und die Berechnung der Synchronisatoren die in Getriebekästen unserer Kraftwagen verwendet werden.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 567–569

DK 621.9.018.5

Sălcudean, Gh. und *Sălcudean, M.* : **Einige Aspekte der Bearbeitung durch Elektroerosion.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 10, S. 569–573

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XVI, OCTOMBRIE 1964, Nr. 10

Construcţie – Cercetare – Încercări

CZ 621.835.2.004.15 : 518.4

Încercări pentru determinarea randamentului mecanismelor cu came pe cale grafică

RADU BESCHIA

Determinarea randamentului mecanismelor se poate efectua atît pe cale analitică, cît şi pe cale grafică.

Metoda analitică este laborioasă, pe cînd cea grafică prezintă uşurinţă de calcul. Dintre metodele grafice autorul foloseşte metoda bazată pe rapoarte anarmonice, aplicînd-o în cazul cuplelor superioare, pentru stabilirea randamentului instantaneu al punctului de contact.

Dintre cuplele superioare s-au ales mecanismele cu camă, care sînt astăzi larg folosite în sectorul industriei uşoare şi în special în sectorul industriei alimentare.

Justificarea metodei s-a făcut pe baza datelor culese din bibliografia de specialitate, iar particularizarea pentru diferite mecanisme şi rezolvarea concretă aparţin autorului.

Studiul teoretic şi comparativ pentru înlăturarea dificultăţilor întîlnite pe parcurs aparţine de asemenea autorului.

Randamentul instantaneu al unei cuple superioare

Se consideră un cuplu al punctelor de contact P_1 ale solidului S_1 şi P_2 ale solidului S_2 şi se propune determinarea randamentului transmisiei de la un solid la altul, într-un punct oarecare P, în care P_1 se confundă cu P_2 (fig. 1).

Randamentul în punctul geometric P depinde de vitezele punctelor P_1 şi P_2 şi de coeficientul de frecare dintre cele două solide.

Fie $\vec{V}_1$ şi $\vec{V}_2$ vitezele punctelor P_1 şi P_2 şi $\vec{V}_{21}$ viteza de alunecare dintre cele două solide în punctul respectiv de contact.

Vitezele $\vec{V}_1$ şi $\vec{V}_2$ sînt în întregime determinate de ghidajele elementelor cuplei $S_1 - S_2$.

Alunecarea $\vec{V}_{21}$ este situată în planul deplasărilor, adică PV_1V_2, plan care taie elementele cuplului după două curbe C_1 şi C_2 tangente în P.

Alunecarea $\vec{V}_{21}$ se găseşte şi în planul tangent al celor două solide în punctul P considerat, deci pe intersecţia planului deplasărilor în planul tangent, adică după Px.

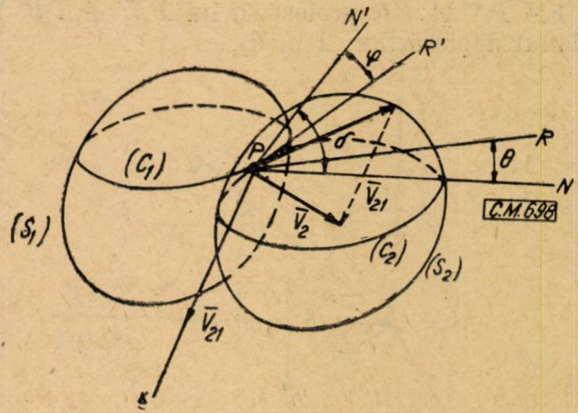


Fig. 1

Dacă se consideră că solidul S_1 transmite mişcarea solidului S_2, atunci vitezele $\vec{V}_1$ şi $\vec{V}_2$ au orientarea de aceeaşi parte a direcţiei Px, iar sensul către interiorul elementului condus S_2.

Fie
$$\alpha_1 \sphericalangle (Px, PV_1);$$
$$\alpha_2 \sphericalangle (Px, PV_2).$$

Proiectînd punctul P considerat pe direcţia alunecării rezultă evident (fig. 2):

$$Pp = V_1 \sin \alpha_1;$$

$$Pp = V_2 \sin \alpha_2$$

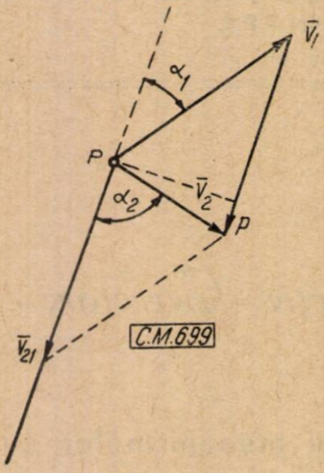


Fig. 2

deci:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}. \qquad (1)$$

Spre a defini unghiurile α_1 şi α_2 se aleg cele corespunzătoare unghiurilor inferioare lui $\frac{\pi}{2}$.

Fie PR' direcţia forţei care lucrează asupra lui S_2, aplicată fiind în P. Vectorul $\overrightarrow{PR'}$ este situat în planul (Px, PN') — PN' fiind normala la suprafeţele C_1 şi C_2, care face $\sphericalangle\ \varphi$ cu direcţia forţei PR' — deoarece componenta sa tangenţială este opusă alunecării $\vec{V}_{21}$.

Fie PN şi PR proiecţiile lui PN' şi PR' în planul deplasărilor $PV_1 V_2$.

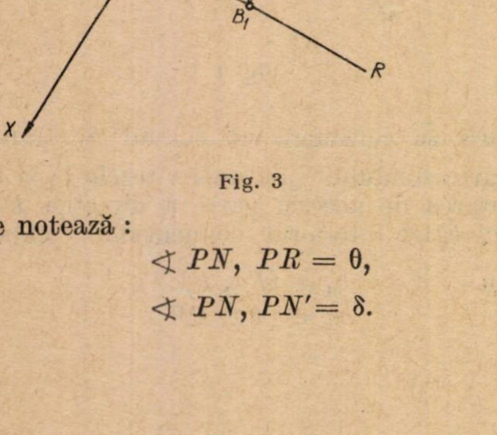


Fig. 3

Se notează:

$$\sphericalangle\ PN, PR = \theta,$$

$$\sphericalangle\ PN, PN' = \delta.$$

Unghiul δ reprezintă complementul unghiului diedru al planului tangent şi al planului deplasărilor.

Raportînd elementele la un sistem ortogonal spaţial se obţine figura 3, în care s-a ales ca axă a absciselor direcţia alunecării, iar ca axă a ordonatelor direcţia PN, adică direcţia proiecţiei normalei PN' în planul deplasărilor.

Luînd arbitrar un segment $PA = 1$ pe direcţia PN' şi ducînd prin acest punct un plan paralel la planul XPZ, se determină un dreptunghi $AB\ B_1A_1$, deoarece PR' este în planul PX, PN', iar PR este conţinut în planul XPY, fiind proiecţia lui PR' pe acest plan.

Se pleacă de la relaţia evidentă:

$$AB = A_1 B_1.$$

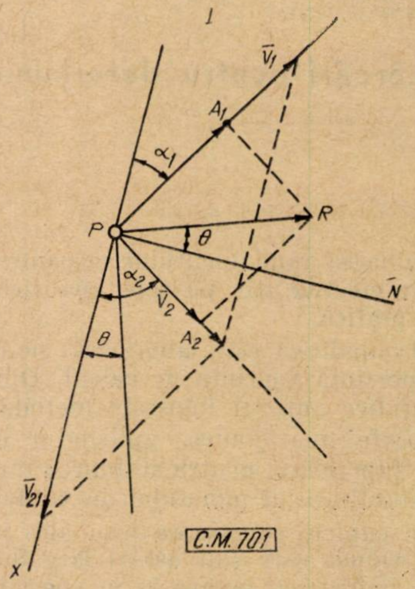


Fig. 4

Din $\Delta\ ABP$:

$$AB = AP \operatorname{tg} \varphi, \text{ unde } AP = 1;$$

$$AB = \operatorname{tg} \varphi.$$

Din $\Delta\ A_1 PB_1$:

$$A_1B_1 = A_1P \operatorname{tg} \theta.$$

Din $\Delta\ AA_1P$ se obţine:

$A_1P = AP \cos \delta = \cos \delta$, deoarece $AP = 1$.

Atunci:

$$A_1B_1 = \cos \delta \operatorname{tg} \theta,$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \cos \delta \operatorname{tg} \theta. \qquad (2)$$

Unghiul θ se poate deci calcula, avînd semnificaţia unui unghi de frecare fictiv şi atunci studiul se poate efectua în planul deplasărilor.

Din figura 4 care reprezintă planul deplasărilor rezultă:

$$\vec{V}_2 = \vec{V}_1 + \vec{V}_{21}.$$

Se proiectează efortul $\overrightarrow{PR}$ transmis de solidul S_1 asupra solidului S_2 pe direcțiile vitezelor şi se obțin efortul motor $\overrightarrow{PA_1}$ şi cel rezistent $\overrightarrow{PA_2}$.

Randamentul este:

$$\eta = \frac{A_{ru}}{A_m} = \frac{\overrightarrow{PA_2} \cdot \overrightarrow{V_1}}{\overrightarrow{PA_1} \cdot \overrightarrow{V_2}} = \frac{PR \cdot V_2 \cos(PR, PV_2)}{PR \cdot V_1 \cos(PR, PV_1)},$$

$$\eta = \frac{V_2 \cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta - \alpha_2\right)}{V_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta - \alpha_1\right)} = \frac{V_2 \sin(\alpha_2 - \theta)}{V_1 \sin(\alpha_1 + \theta)}.$$

Ținînd seamă de relația (1), se obține:

$$\eta = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2} \cdot \frac{\sin(\alpha_2 - \theta)}{\sin(\alpha_1 + \theta)}; \qquad (3)$$

$$\eta = \frac{\sin\alpha_1 (\sin\alpha_2 \cos\theta - \cos\alpha_2 \sin\theta)}{\sin\alpha_2 (\sin\alpha_1 \cos\theta + \cos\alpha_1 \sin\theta)};$$

$$\eta = \frac{1 - \operatorname{tg}\theta \operatorname{ctg}\alpha_2}{1 + \operatorname{tg}\theta \operatorname{ctg}\alpha_1}. \qquad (4)$$

Pentru cazul particular în care planul tangent este perpendicular pe planul PXV, $\delta = 0$ şi atunci relația (2) devine:

$$\operatorname{tg}\varphi = \operatorname{tg}\theta. \qquad (2')$$

Randamentul are în acest caz valoarea:

$$\eta = \frac{1 - \operatorname{tg}\varphi \operatorname{ctg}\alpha_2}{1 + \operatorname{tg}\varphi \operatorname{ctg}\alpha_1}.$$

În cazul general (4), transmiterea mişcării este posibilă de la solidul S_1 la S_2 numai dacă:

$$1 - \operatorname{tg}\theta \operatorname{ctg}\alpha_2 > 0, \text{ adică } \eta > 0;$$

$$1 > \operatorname{tg}\theta \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_2};$$

$$\operatorname{tg}\alpha_2 > \operatorname{tg}\theta;$$

$$\alpha_2 > \theta,$$

ceea ce duce la o îngrădire a mişcării.

Determinarea randamentului pe bază de rapoarte anarmonice

În planul deplasărilor PV_1V_2 se ia un fascicul caracteristic, convergent în punctul P, fascicul compus din patru semidrepte orientate (fig. 5):

PD_1 pe direcția lui $\overrightarrow{V_1}$;

PD_2 pe direcția lui $\overrightarrow{V_{21}}$;

PD_3 perpendiculară pe $\overrightarrow{PR}$ şi situată în $\sphericalangle\, aPd$;

PD_4 pe direcția lui $\overrightarrow{V_2}$.

Randamentul η este egal cu raportul anarmonic al celor patru semidrepte PD_1, PD_2, PD_3, PD_4 sau cu raportul anarmonic al intersecțiilor acestui fascicul cu o secantă oarecare Δ. Fie a, b, c, d punctele de intersecție respective. Valoarea raportului anarmonic este:

$$\rho = \frac{ba}{bd} : \frac{ca}{cd}. \qquad (5)$$

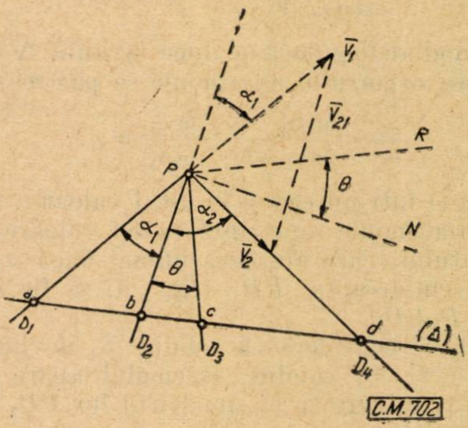


Fig. 5

În cazul particular în care secanta Δ se ia paralelă la una din dreptele fasciculului, fie PD_4, raportul anarmonic devine (fig. 6):

$$\rho = \frac{ba}{bd} : \frac{ca}{cd} = \frac{ba}{bd} \times \frac{cd}{ca} = \frac{ba}{ca}, \text{ deoarece punctul}$$

d fiind la infinit $\frac{cd}{bd} = 1$.

În $\Delta\, Pab$:

$$\frac{ba}{\sin\alpha_1} = \frac{aP}{\sin\alpha_2}, \text{ de unde } ba = aP \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}.$$

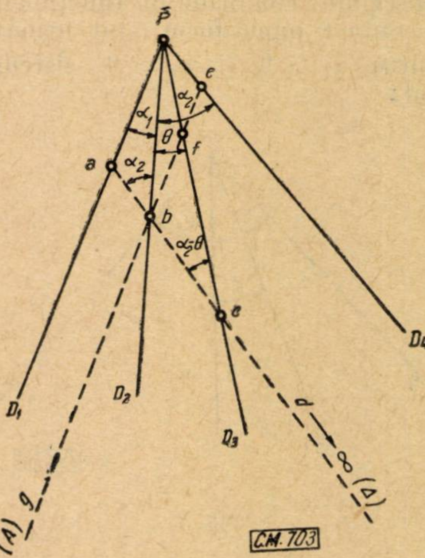


Fig. 6

In $\Delta\, Pac$:

$$\frac{ca}{\sin(\alpha_1 + \theta)} = \frac{aP}{\sin(\alpha_2 - \theta)}, \text{ de unde } ca = aP \frac{\sin(\alpha_1 + \theta)}{\sin(\alpha_2 - \theta)}.$$

Înlocuind în expresia lui ρ pe ba şi ca se obţine:

$$\rho = \frac{ba}{ca} = \frac{aP\dfrac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}}{aP\dfrac{\sin(\alpha_1+\theta)}{\sin(\alpha_2-\theta)}} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}\cdot\frac{\sin(\alpha_2-\theta)}{\sin(\alpha_1+\theta)} = \eta. \quad (6)$$

În mod analog dacă se duce secanta $\Delta' \| PD_1$, valoarea raportului anarmonic se păstrează:

$$\frac{fe}{be} = \frac{\sin(\alpha_2-\theta)}{\sin(\alpha_1+\theta)}\cdot\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2} = \eta. \quad (7)$$

Deci şi într-un caz şi în altul valoarea raportului anarmonic reprezintă însăşi valoarea randamentului, care are sens numai dacă $\alpha_2 > \theta$, adică semidreapta PD_3 (fig. 5) să fie în unghiul D_2PD_4.

Dacă se consideră că solidul S_2 devine conducător şi S_1 condus, fasciculul apare ca în figura 7, în care se ia simetricul lui PD_3 în raport cu PD_2.

Procedînd analog cazului studiat anterior, în care solidul S_1 era considerat conducător, se obţine raportul anarmonic care este acelaşi cu expresia randamentului:

$$\eta = \frac{1-\operatorname{tg}\theta\operatorname{ctg}\alpha_1}{1+\operatorname{tg}\theta\operatorname{ctg}\alpha_2}.$$

Condiţia de funcţionare cere ca:

$$\eta > 0,$$

adică:

$$1 - \operatorname{tg}\theta \operatorname{ctg}\alpha_1 > 0,$$

$$\alpha_1 > \theta.$$

În consecinţă, condiţiile de funcţionare, pentru un contact punctiform, sînt următoarele:

— pentru $\alpha_1 > \theta$ şi $\alpha_2 > \theta$, sistemul este reversibil;

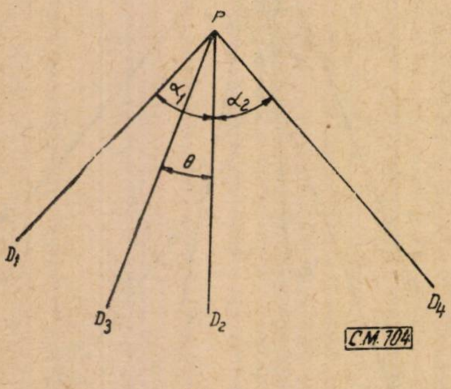


Fig. 7

— pentru $\alpha_2 > \theta$ şi $\alpha_1 \leqq \theta$, sistemul este ireversibil, element conducător fiind S_1;

— pentru $\alpha_1 > \theta$ şi $\alpha_2 \leqq \theta$, sistemul este ireversibil, element conducător fiind S_2;

— pentru $\alpha_1 \leqq \theta$ şi $\alpha_2 \leqq \theta$, sistemul nu funcţionează.

Randamentul mecanismelor cu came

Camele sînt elemente de cuple superioare prin care se poate transmite o mişcare de rotaţie între două axe paralele, cînd ambele elemente — cama conducătoare şi cea condusă — au puncte finite de rotaţie sau cînd unul dintre elemente are punctul de rotaţie la infinit şi atunci mişcarea sa devine translaţie (cazul mecanismului camă-tachet).

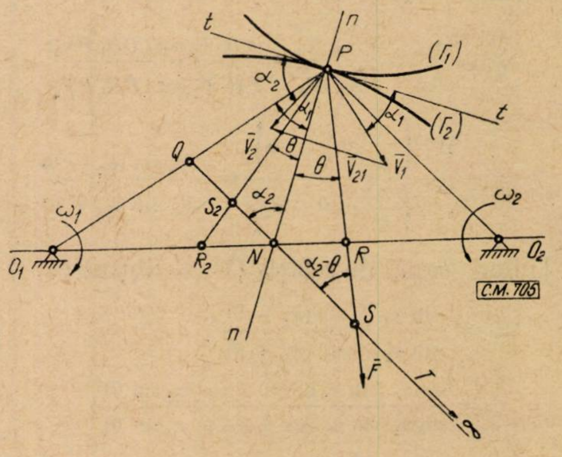


Fig. 8

Deplasările mecanismului au loc în planul figurii şi în acest caz unghiul $\delta = 0$, ceea ce înseamnă că relaţia $\operatorname{tg}\varphi = \cos\delta\operatorname{tg}\theta$ devine:

$$\operatorname{tg}\varphi = \operatorname{tg}\theta,$$

$$\varphi = \theta.$$

Aceasta înseamnă că unghiul θ este unghiul real de frecare.

Came în rotaţie în sens invers. Se ştie din teoria angrenării că:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{NO_1}{NO_2}.$$

Se consideră cazul $i_{21} < 0$, raţionamentul fiind analog dacă $i_{21} > 0$.

Se consideră cele două came Γ_1 şi Γ_2 materializate prin zonele de contact (fig. 8).

Se duc normala şi tangenta şi direcţia reală a efortului, ţinînd seamă de forţele de frecare.

Fie N intersecţia normalei cu linia centrelor şi R, respectiv R_2, intersecţiile direcţiei reale a efortului cu linia centrelor.

a) Se presupune cama Γ_1 ca element conducător; randamentul η_1 este dat de valoarea împărţirii anarmonice O_1, O_2, N, R sau Q, T, N, S, ultimele patru puncte fiind intersecţiile paralelei din N la PO_2 cu dreptele fasciculului anarmonic de bază PO_1, PO_2, PN şi PR.

$$\eta_1 = \frac{NO_1}{NO_2} : \frac{RO_1}{RO_2} = \frac{NO_1}{NO_2}\cdot\frac{RO_2}{RO_1}$$

sau

$$\eta_1 = \frac{NQ}{NT} : \frac{SQ}{ST} = \frac{NQ}{NT} \cdot \frac{ST}{SQ} = \frac{NQ}{SQ}, \qquad (8)$$

deoarece $\frac{ST}{NT} = 1$, punctul T fiind la infinit.

Din $\Delta\, PQN$:

$$\frac{NQ}{PQ} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}.$$

Din $\Delta\; PQS$:

$$\frac{PQ}{SQ} = \frac{\sin(\alpha_2 - \theta)}{\sin(\alpha_1 + \theta)}.$$

Înlocuind în (8) se obține:

$$\eta_1 = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2} \cdot \frac{\sin(\alpha_2 - \theta)}{\sin(\alpha_1 + \theta)},$$

adică relația demonstrată anterior (6).

b) Dacă se consideră cama Γ_2 ca element conducător, atunci efortul se transmite de la Γ_2 la Γ_1 pe direcția PR_2, R_2 fiind intersecția acestei direcții, care face același unghi θ cu normala *nn* și cu axa centrelor.

Se procedează în mod analog și se obține:

$$\eta_2 = \frac{NO_2}{NO_1} : \frac{R_2O_2}{R_2O_1} = \frac{NO_2}{NO_1} \cdot \frac{R_2O_1}{R_2O_2}$$

sau

$$\eta_2 = \frac{NT}{NQ} : \frac{S_2T}{S_2Q} = \frac{NT}{NQ} \cdot \frac{S_2Q}{S_2T} = \frac{S_2Q}{NQ}, \qquad (9)$$

deoarece $\frac{NT}{S_2T} = 1$, punctul T fiind la infinit.

Mecanism cu camă și tachet plan. În acest caz, elementul conducător este cama, care are mișcare de rotație, iar elementul condus este tachetul, care are mișcare de translație (fig. 9).

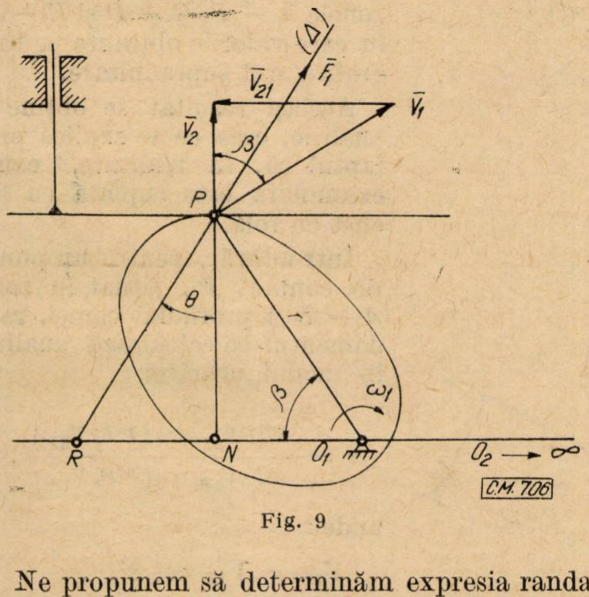


Fig. 9

Ne propunem să determinăm expresia randamentului mecanismului pentru poziția instantanee, în care unghiul dintre viteza punctului P, considerat ca aparținînd camei cu punctul fix de rotație O_1, și tangenta la zonele de contact este de 90°.

Fie θ unghiul de frecare, adică unghiul dintre normala la profile PN și direcția reacțiunii reale (dreapta Δ), și $\overrightarrow{PF}_1$, reacțiunea reală a camei asupra tachetului.

Randamentul transmisiei este:

$$\eta = \frac{PF_1 \cdot V_2 \cos(PF_1, V_2)}{PF_1 \cdot V_1 \cos(PF_1, V_1)}.$$

Se observă că:

$$\frac{V_2}{V_1} = \cos\beta,$$

$$\cos(PF_1, V_2) = \cos\theta,$$

$$\cos(PF_1, V_1) = \cos(\beta - \theta),$$

se obține:

$$\eta = \frac{\cos\beta\cos\theta}{\cos(\beta - \theta)} = \frac{\cos\beta\cos\theta}{\cos\beta\cos\theta + \sin\beta\sin\theta} = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}\beta\operatorname{tg}\theta}. \qquad (10)$$

Aceeași valoare se regăsește considerînd valoarea fasciculului anarmonic O_1, O_2, N, R, unde punctul O_2 este la infinit, iar punctul R reprezintă intersecția dreptei Δ cu paralela dusă prin O_1 la tangenta la profile:

$$\frac{NO_1}{NO_2} : \frac{RO_1}{RO_2} = \frac{NO_1}{NO_2} \cdot \frac{RO_2}{RO_1} = \frac{NO_1}{RO_1}. \qquad (11)$$

Dar r este valoarea razei instantanee PO_1; atunci:

$$NO_1 = r\cos\beta.$$

Din $\Delta\, PO_1\, R$ se obține:

$$\frac{RO_1}{\sin\left[\pi - \beta - \left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)\right]} = \frac{r}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)},$$

$$\frac{RO_1}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta - \beta\right)} = \frac{r}{\cos\theta}.$$

Rezultă:

$$RO_1 = \frac{r\sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta - \beta\right)}{\cos\theta}.$$

Înlocuind în relația (11) se obține:

$$\frac{NO_1}{RO_1} = \frac{r\cos\beta}{\dfrac{r\sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta - \beta\right)}{\cos\theta}} = \frac{\cos\beta\cos\theta}{\cos(\beta - \theta)},$$

$$\frac{NO_1}{RO_1} = \frac{\cos\beta\cos\theta}{\cos\beta\cos\theta + \sin\beta\sin\theta} = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}\beta\operatorname{tg}\theta}.$$

Aplicație: Autorul și-a propus să determine randamentul unui mecanism camă-tachet folosit la fabrica de conserve Zagna-Vădeni, pentru închiderea cutiilor de conserve.

Cama se rotește uniform în sensul acelor de ceasornic cu $n = 2$ rot/min. Coeficientul de frecare între zonele de contact este $\mu = 0,1$. Tachetul se deplasează după o direcție verticală dezaxată față de centrul de rotație a camei cu 50 mm.

S-au studiat două variante în ceea ce privește tachetul:

a) tachetul este plan;

b) tachetul este terminat cu rolă, avînd diametrul de 45 mm (menționăm că aceasta este situația reală la mecanismul existent).

Cama cu tachet plan. S-au considerat cîteva poziții ale tachetului aplicînd principiul inversării mișcării și s-a constatat că randamentul instantaneu obținut pe cale grafică verifică valoarea calculată analitic.

Astfel, pentru poziția P_1 se obține (fig. 10):

a) pe cale grafică:

$$\eta = \frac{N_1O_1}{R_1O_1},$$

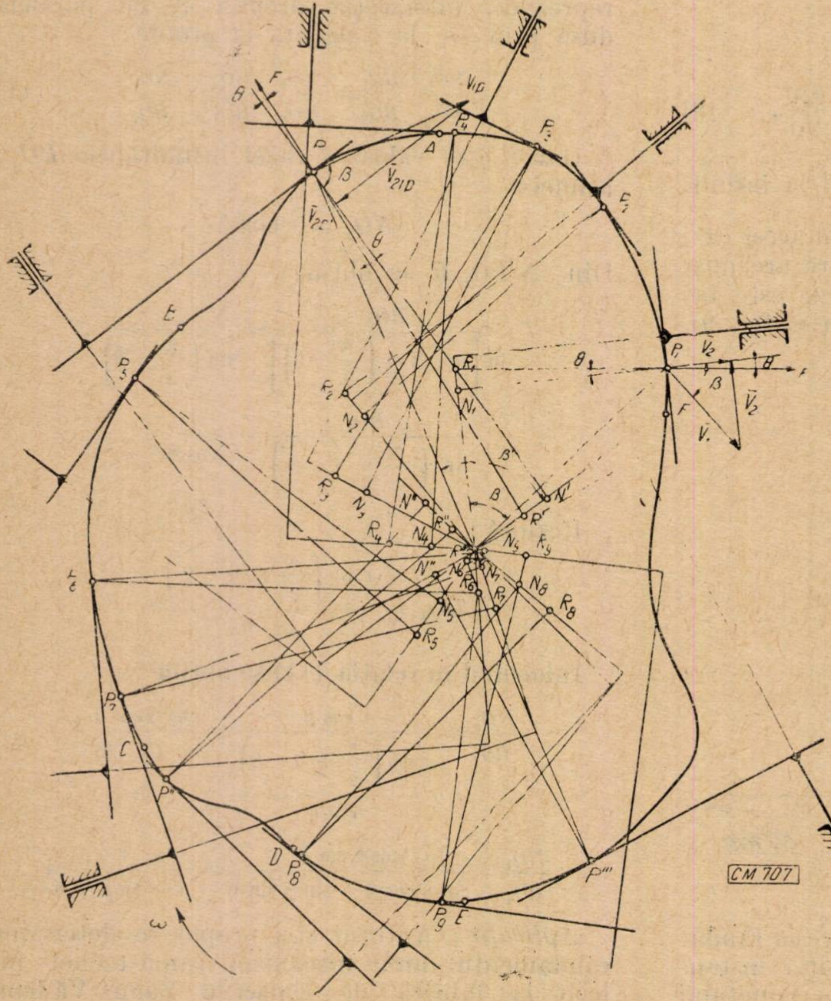


Fig. 10

unde:

$$N_1O_1 = 41,5 \text{ mm},$$

$$R_1O_1 = 47 \quad \text{mm},$$

$$\eta = \frac{41,5}{47} = 0,883;$$

b) pe cale analitică:

$$\eta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \theta},$$

unde:

$$\beta = \arccos \frac{V_2}{V_1},$$

$$V_1 = P_1O_1 \frac{\pi n}{30} = 68 \frac{\pi \cdot 2}{30} = 14,16 \text{ mm/s}.$$

Se alege scara de viteză $\mu_v = 2$ (10 mm/s egal cu 20 mm pe desen):

$$V_2 = \frac{17 \text{ mm pe desen}}{\mu_v} = \frac{17}{2} = 8,5 \text{ mm/s}.$$

Atunci:

$$\beta = \arccos \frac{8,5}{14,16} = 53°.$$

Randamentul este atunci:

$$\eta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg} 53° \cdot 0,1} = 0,883.$$

Analog se procedează pentru toate punctele, obținînd pentru η valori acceptabile, exceptînd zonele $A - B$, $C - D$ și $E - F$, în care valorile obținute pe cale grafică sînt supraunitare.

Același rezultat se obține și analitic, ceea ce se explică prin faptul că, în realitate, cama examinată este cuplată cu tachet cu rolă.

Într-adevăr, pentru un punct de contact P', situat în zona $A - B$ a profilului camei, randamentul se calculează analitic în modul următor:

$$\eta = \frac{P'F \cdot V_{2P'} \cos (P'F, V_{2P'})}{P'F \cdot V_{1P'} \cos (P'F, V_{1P'})},$$

unde:

$$V_{2P'} = V_{1P'} \cos \beta',$$

$$\cos (P'F, V_{2P'}) = \pi - \theta,$$

$$\cos (P'F, V_{1P'}) = \pi - (\theta + \beta'),$$

$$\eta = \frac{V_{1P'} \cos \beta \cos (\pi - \theta)}{V_{1P'} \cos [\pi - (\theta + \beta')]} = \frac{- \cos \beta' \cos \theta}{- \cos (\theta + \beta')},$$

$$\eta = \frac{\cos \beta' \cos \theta}{\cos (\theta + \beta')} = \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta' \operatorname{tg} \theta} > 1. \qquad (12)$$

Acelaşi rezultat se obţine plecînd de la valoarea raportului anarmonic $O_1 O_2$, N', R', unde punctul O_2 este la înfinit pe direcţia $O_1 N'$:

$$\frac{N'O_1}{N'O_2} : \frac{R'O_1}{R'O_2} = \frac{N'O_1}{R'O_1} > 1. \qquad (13)$$

Dar :

$$N' O_1 = P'O_1 \cos \beta'.$$

Din ($\Delta P'O_1 R'$) se obţine :

$$\frac{R'O_1}{\sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta' + \theta) \right]} = \frac{P' O_1}{\sin \left[\pi - \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) \right]},$$

$$\frac{R'O_1}{\cos (\beta' + \theta)} = \frac{P' O_1}{\cos \theta},$$

$$R' O_1 = \frac{P'O_1 \cos (\beta' + \theta)}{\cos \theta}.$$

Relaţia (13) devine după înlocuire :

$$\frac{N'O_1}{R' O_1} = \frac{P'O_1 \cos \beta'}{\frac{P'O_1 \cos (\beta' + \theta)}{\cos \theta}},$$

$$\frac{N'O_1}{R'O_1} = \frac{\cos \beta' \cos \theta}{\cos (\theta + \beta')} > 1.$$

Se regăseşte aşadar valoarea dată de relaţia (12), care se constată că este supraunitară.

Acelaşi rezultat se obţine şi pentru punctele P'' din zona $C - D$ şi P''' din zona $E - F$. Valorile lui η în zonele indicate sînt neacceptabile, această situaţie remediindu-se total dacă tachetul este cu rolă.

Cama cu tachet cu rolă. Rezolvarea acestei probleme se face ca şi în cazul anterior cu aceeaşi particularitate, şi anume că punctul O_2, care reprezintă centrul geometric al galetului, este la infinit pe direcţii perpendiculare pe direcţia deplasării tachetului, duse din centrul de rotaţie a camei, punctul O_1.

Este necesar însă demonstrarea metodei, deoarece au intervenit particularităţi, faţă de cazul precedent.

În figura 11 s-a luat o poziţie oarecare de contact între camă şi galet.

Randamentul instantaneu al contactului va fi:

$$\eta = \frac{PF \cdot V_2 \cos (V_2, PF)}{PF \cdot V_1 \cos (V_1, PF)},$$

unde direcţia PF este direcţia reacţiunii reale a tachetului asupra galetului.

Din $\Delta PV_1 V_2$ se obţine :

$$\frac{V_2}{\sin \alpha_1} = \frac{V_1}{\sin \alpha_2},$$

unde α_1 şi α_2 sînt unghiurile pe care le fac vitezele V_1 şi V_2 cu tangenta la zonele de contact :

$$\cos (V_2, PF) = \cos \left[(\alpha_2 - \theta) - \frac{\pi}{2} \right] = \sin (\alpha_2 - \theta),$$

$$\cos (V_1, PF) = \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\alpha_1 + \theta) \right] = \sin (\alpha_1 + \theta).$$

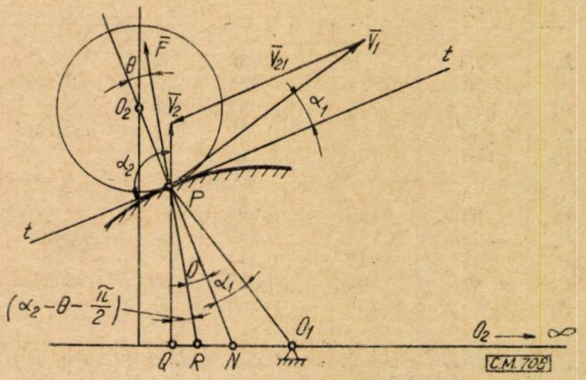


Fig. 11

Relaţia randamentului devine :

$$\eta = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} \cdot \frac{\sin (\alpha_2 - \theta)}{\sin (\alpha_1 + \theta)}. \qquad (14)$$

Pe cale grafică se obţine acelaşi rezultat, scriind valoarea raportului anarmonic O_1, O_2, N,R, unde punctul O_2 este considerat la infinit pe direcţia RO_1 (tachetul are o mişcare de translaţie) :

$$\frac{NO_1}{NO_2} : \frac{RO_1}{RO_2} = \frac{NO_1}{RO_1}. \qquad (15)$$

Din ΔNO_1P se obţine :

$$\frac{NO_1}{\sin \alpha_1} = \frac{PO_1}{\sin [\pi - \alpha_1 - (\pi - \alpha_1 - \alpha_2)]},$$

$$\frac{NO_1}{\sin \alpha_1} = \frac{PO_1}{\sin \alpha_2}, \qquad (16)$$

$$NO_1 = PO_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}.$$

Din ΔRO_1P se obţine :

$$\frac{RO_1}{\sin (\alpha_1 + \theta)} = \frac{PO_1}{\sin [\pi - (\theta + \alpha_1) - \pi + (\alpha_1 + \alpha_2)]},$$

$$\frac{RO_1}{\sin (\alpha_1 + \theta)} = \frac{PO_1}{\sin (\alpha_2 - \theta)},$$

$$RO_1 = PO_1 \frac{\sin (\alpha_1 + \theta)}{\sin (\alpha_2 - \theta)}. \qquad (17)$$

Introducînd valorile date de relaţiile (16) şi (17) în relaţia (15) se regăseşte valoarea randamentului; pentru zece puncte arbitrare de contact, între camă şi tachet, se obţin valorile caracteristice, trecute în tabela 1.

Menționăm că s-a luat, ca origine a unghiurilor, poziția O_1P_0 corespunzătoare razei minime a camei, iar randamentele au fost calculate pe baza relației demonstrate (15).

Tabela 1

Punctul de contact	Raza profilului real al camei, mm	Unghiul de rotație a camei, $\varphi°$	Randamentul contactului, $\eta = \frac{NO_1}{RO_1}$	Spațiul parcurs de tachet, mm	Observații
P_0	45	0	0,235	0	cursa de ridicare
P_1	56,5	34	0,835	13	
P_2	71,5	51	0,837	31	
P_3	102,5	83	0,756	67	
P_4	110	109	0,412	75	
P_5	95,5	146	0,595	61	cursa de coborîre
P_6	102,5	178	0,250	68	
P_7	101	217	0,411	67	
P_8	91	266	0,217	55	
P_9	83	303	0,250	47	

Observații. Spațiile parcurse de tachet pentru punctele P_5, P_6, P_7, P_8 și P_9 reprezintă depărtarea tachetului față de poziția sa cea mai de jos P_0.

Se constată din tabelă că razele minime și maxime ale profilului real al camei sînt în punctele P_0 și, respectiv, P_4.

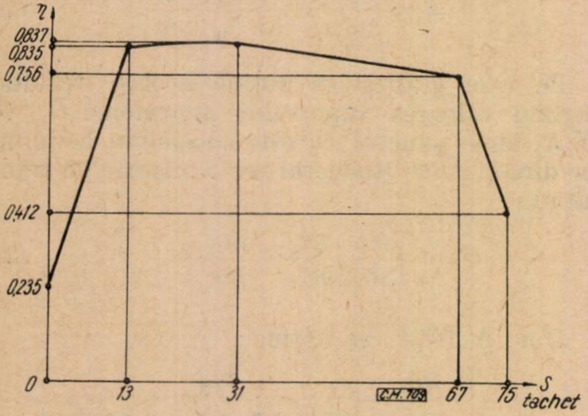


Fig. 12

Considerînd că elementul camă, care este elementul conducător, se rotește în sensul acelor de ceasornic, se constată:

a) randamentul instantaneu al contactului are cele mai mari valori pentru cursa ascendentă a tachetului, care este de altfel cursa activă în procesul tehnologic de închidere a cutiilor de conserve (fig. 12);

b) cursa de ridicare a tachetului se efectuează mai repede decît cursa de coborîre;

c) valorile maxime ale randamentului nu corespund razelor celor mai mari ale camei, ci se concentrează în jurul razei medii a camei, care are valoarea:

$$r_m = \frac{r_{max}+r_{min}}{2} = 77{,}5 \text{ mm}.$$

Concluzii

a) Metoda determinării randamentului cuplelor superioare pe baza rapoartelor anarmonice formate este aplicabilă atît mecanismelor cu roți dințate, cît și mecanismelor camă-tachet.

b) Avantajul folosirii metodei grafice pentru stabilirea randamentului instantaneu al contactului constă în primul rînd în simplitate, evitînd calculul analitic, care este laborios.

c) Pe baza valorilor randamentului se pot stabili curbele cele mai indicate care să reprezinte zonele de contact, capabile de randamente superioare.

d) Metoda dă erori practic neglijabile, inerente oricărei construcții grafice. Pentru diferitele zone de contact pe care le prezintă angrenajele și, mai ales, camele este necesar ca înainte de aplicarea metodei să se facă verificarea metodei, comparînd valoarea randamentului obținut prin metodele clasice cu valoarea rezultată din exprimarea analitică a raportului anarmonic respectiv.

În felul acesta se evită soluțiile inacceptabile care pot duce la randamente supraunitare.

---

[1] Revue générale de mécanique, febr-mart 1956. [2] *Tutunaru.* Mecanisme cu came. București, Ed. tehnică, 1959. [3] *Artobolevski.* Teoria mecanismelor. București, Ed. tehnică, 1955. [4] *Levenson.* Teoria mecanismelor. București, Ed. tehnică, 1959. [5] *Maroș.* Cinematica roților dințate. București, Ed. tehnică, 1958.

Metodă de calcul al căldurii degajate în motoarele Diesel, cu ajutorul diagramelor indicate

P. A. GORDEEV și V. G. ȘIȘKIN

Cu ajutorul diagramelor indicate ale motoarelor Diesel, în special cu cele ridicate la scară mare cu indicatoare pneumoelectrice, se poate efectua un calcul detaliat al căldurii degajate în cilindri. Un astfel de calcul permite să se stabilească caracteristicile procesului de ardere: durata acestuia, viteza de degajare a căldurii etc. Compararea datelor obținute cu parametrii de bază ai motorului (consumurile specifice de combustibil c_e și c_i, presiunile medii p_e și p_i etc.) oferă posibilitatea de a elucida influența diverșilor factori asupra procesului de lucru, asigurîndu-se un control eficient al acestuia.

Metoda a fost elaborată de catedra de motoare navale cu ardere internă a Institutului de construcții navale din Leningrad, pe baza propunerilor făcute de docentul V. G. Șișkin și a cercetărilor întreprinse de autorii articolului pe motoarele 4 DRN 43/61 și DKRN 75/160.

Din încercarea motorului se cunosc: puterea efectivă P_e, puterea indicată P_i, presiunea medie efectivă p_e, presiunea medie indicată p_i (pe motor sau pe un cilindru), consumul orar de combustibil C_e, consumul specific efectiv de combustibil c_e, consumul specific indicat de combustibil c_i, presiunea și temperatura aerului de baleiaj — supraalimentare p_s și T_s, temperatura gazelor reziduale T_r, turația n. Se cunosc de asemenea parametrii constructivi ai motorului: diametrul cilindrului D, cursa pistonului s, volumul camerei de ardere V_c, cilindreea V_s, fracțiunea din cursă afectată baleiajului ψ, raportul de compresiune ε. În sfîrșit se dispune de diagramele indicate pentru unul sau toți cilindrii.

Pentru calcul este necesar să se determine coeficientul de exces de aer λ. Dacă diagramele indicate au fost ridicate pentru un singur cilindru, trebuie calculată valoarea medie pe întregul motor a acestui coeficient.

Se determină inițial temperatura la sfîrșitul admisiunii T_a, conform relației:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \tag{1}$$

în care:

ΔT este creșterea temperaturii aerului datorită căldurii primite de la pereții cilindrului;

γ_r — coeficientul de gaze reziduale.

Pentru motoarele în doi timpi, coeficientul de exces de aer are expresia:

$$\lambda \simeq 1\,430 \frac{[V_s(1 - \psi) + V_c]\, p_a . n . i}{T_a C_e (1 + \gamma_r)}, \tag{2}$$

în care:

p_a este presiunea la sfîrșitul admisiunii;

i — numărul de cilindri.

Pentru motoarele în patru timpi se aplică relația:

$$\lambda \simeq 715 \frac{(V_s + V_c)\, p_a . n . i}{T_a C_e (1 + \gamma_r)}. \tag{3}$$

Dacă se dispune de diagrame indicate pentru toți cilindrii, se recomandă să se calculeze coeficientul de exces de aer pentru fiecare în parte. În acest caz se admite valoarea medie pe motor a consumului c_e, respectiv c_i, presiunea medie p_e, respectiv p_i, pentru fiecare cilindru — considerînd randamentul mecanic η_m constant pentru toți cilindrii — și se înlocuiește consumul orar din relația (2) sau (3) cu produsul $P_e C_e$, respectiv $P_i C_i$.

Se împarte diagrama indicată în intervale de 2,5—5 grade de rotație ale arborelui cotit și se citesc presiunile din cilindru în punctele de trecere de la un interval la altul, ținînd seamă de presiunea atmosferică p_0. Calculînd volumele corespunzătoare, se pot afla temperaturile în aceste puncte ale ciclului, aplicînd ecuația de stare. Astfel, în cursa de compresiune, temperatura la un moment dat este:

$$T_{comp} = \frac{T_a}{p_a V_a} p_{comp}\, V = B p_{comp}\, V, \tag{4}$$

iar în cursa de destindere:

$$T_{dest} = \frac{T_a}{p_a V_a \mu_x} p_{dest}\, V = \frac{B}{\mu_x} p_{dest}\, V, \tag{5}$$

în care:

p_{comp}, respectiv p_{dest}, este presiunea în momentul considerat;

V — volumul corespunzător;

μ_x — coeficientul de variație molară în momentul considerat.

Valorile exacte ale lui μ_x nu pot fi determinate deoarece nu se cunoaște legea de ardere; de aceea, calculul se conduce prin metoda aproximărilor succesive. Pentru motoare Diesel lente și de turație medie se poate admite legea de ardere prezentată în tabela 1, în care se arată fracțiunea de combustibil x care a ars pînă la un moment dat.

Tabela 1

α, grade	0	5	10	15	20	25
X	0	0,10	0,25	0,45	0,60	0,70
α, grade	30	35	40	45	50	55
X	0,80	0,85	0,90	é 0,94	0,97	1,00

Cu ajutorul valorilor din tabela 1 se poate calcula coeficientul teoretic de variație molară:

$$\mu_0 = 1 + \frac{0{,}064}{\lambda} \tag{6}$$

și apoi cel real

$$\mu_x = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma_r} x. \tag{7}$$

Aceste relații se referă la un combustibil cu compoziția medie: $C = 0{,}87$; $H = 0{,}126$; $O = 0{,}004$.

Valorile temperaturilor T astfel calculate servesc la construirea curbei de temperaturi $T = \mathrm{f}\ (\alpha)$. În funcţie de erorile de măsurare a presiunilor din diagrama indicată se va obţine un anumit grad de împrăştiere a punctelor. Trasînd curba, se precizează valorile corecte ale temperaturilor şi printr-un calcul invers se determină presiunile în diferitele puncte ale ciclului. Se construieşte apoi o nouă diagramă indicată şi se calculează presiunea medie indicată. În calculele ulterioare se folosesc valorile corectate ale presiunilor şi temperaturilor.

Lucrările efectuate de colectivul catedrei de motoare navale cu ardere internă au arătat că în calculul căldurii degajate se obţin rezultate similare, aplicînd metoda diagramelor entropice elaborată de colectivul menţionat sau metoda prof. I. V. Inozenţev. În cele ce urmează se prezintă metoda diagramelor entropice.

După cum se ştie, calculul arderii se caracterizează prin variaţia coeficientului de utilizare a căldurii, adică $\xi = \mathrm{f}\ (\alpha)$.

Acest coeficient are expresia :

$$\xi = \frac{Q_u}{Q_i} = \frac{Q - (Q_w + Q_{dis} + Q_{in})}{Q_i}, \tag{8}$$

în care :

Q_i este puterea calorică inferioară a combustibilului ;

Q — căldura degajată pînă în momentul considerat al ciclului ;

Q_w — căldura pierdută prin fluidul de răcire ;

Q_{dis} — căldura pierdută prin disociere ;

Q_{in} — căldura pierdută datorită arderii incomplete ;

Q_u — căldura care serveşte la creşterea energiei interne a fluidului motor şi la efectuarea de lucru mecanic.

Se poate considera cu precizie suficientă :

$$x = \frac{\xi}{\xi_{max}}, \tag{9}$$

în care ξ_{max} este valoarea maximă a coeficientului.

Căldura Q_u se determină cu ajutorul diagramelor entropice $T - s$.

Variaţia entropiei fluidului motor între starea iniţială 1 şi o stare intermediară 2 este :

$$\Delta S' = S_2' - S_1' = a_p l_n \frac{T_2}{T_1} + b\,(T_2 - T_1) - $$

$$- 1{,}986\, l_n \frac{p_2}{p_1}, \frac{\text{kcal}}{\text{kmol °K}}. \tag{10}$$

Expresia (10) se bazează pe legea de variaţie liniară a căldurii specifice la presiune constantă :

$$C_p = a_p + b\,T. \tag{11}$$

Calculînd variaţia entropiei pe intervalele diagramei indicate se construieşte diagrama $T - s$ şi se determină :

$$Q = \int_1^2 T ds \tag{12}$$

şi

$$Q_u = \int_1^{s_{max}} T ds. \tag{13}$$

Este necesar să se calculeze entropia amestecului de aer şi produsele de ardere. Pentru combustibilul cu compoziţia menţionată şi dozajul stoechiometric (aerul teoretic necesar $L_0 = 0{,}495$ kmol/kgf), produsele de ardere sînt :

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} = 0{,}0725, \text{ kmol/kgf};$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} \text{-} 0{,}063, \text{ kmol/kgf}; \tag{14}$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\, L_0 = 0{,}391, \text{ kmol/kgf}.$$

Participaţiile în volume, determinate cu expresia :

$$r_i = \frac{M_i}{\Sigma M_i}, \tag{15}$$

sînt :

$$r_{CO_2} = 0{,}1377;\ r_{H_2O} = 0{,}1197;\ r_{N_2} = 0{,}7426.$$

Cu aceste valori se calculează entropia produselor de ardere la presiunea de 1 ata şi diferite temperaturi între 273 şi 2 000°K, conform relaţiei :

$$S_r' = \Sigma r_i S_i', \text{ kcal/kmol °K} \tag{16}$$

şi entropia amestecului :

$$S' = [(1 - r_x) S_{aer}' + r_x S_r' - 4{,}57 \log p], \text{ kcal/kmol °K} \tag{17}$$

În expresia (17) :

S_{aer}' este entropia aerului la presiunea de 1 ata şi diferite temperaturi ;

r_x — participaţia în volume a produselor de ardere, calculată cu relaţia :

$$r_x = \frac{1{,}064\, x + \gamma_r}{\lambda(1 + \gamma_r) + 0{,}064\, x}. \tag{18}$$

Pentru procesul de compresiune ($x = 0$) :

$$r_{x\,ccmp} = \frac{\lambda_r}{\lambda(1 + \gamma_r)}. \tag{19}$$

Calculul astfel prezentat poate fi aplicat direct pentru compresiune — pînă în momentul amorsării arderii — în care compoziţia amestecului este constantă. Pentru 1 kgf combustibil, numărul de moli ai amestecului este:

$$M_a = \lambda L_0 \,(1 + \gamma_r),\ \text{kmol/kgf}, \tag{20}$$

iar entropia:

$$s = M_a\, S',\ \text{kcal/kgf °K}. \tag{21}$$

Pentru ardere este dificil să se aplice metoda expusă, deoarece compoziţia amestecului este variabilă. S-a căutat să se înlăture acest inconvenient trasînd diagrama entropică pentru 1 kmol de produse de ardere şi înmulţind căldura Q_u obţinută prin planimetrare cu numărul final de moli:

$$M = \beta\, \lambda\, L_0\, (1 + \gamma_r). \tag{22}$$

Acest procedeu, care presupune că numărul de moli creşte instantaneu de la M_a la M, nu a dat rezultate satisfăcătoare. De asemenea, nu s-a ajuns la rezultate mai bune nici prin determinarea variaţiei entropiei de la începutul compresiunii pînă la un moment dat cu relaţia:

$$\Delta\, s = (S' - S'_a)\, M_x \tag{23}$$

sau

$$\Delta s = M_x\, S' - M_a\, S'_a. \tag{24}$$

Aceasta se datoreşte faptului că aplicarea relaţiei (23) sau (24) presupune că în intervalul considerat — care este relativ mare — numărul de moli M_x este invariabil, ca şi participaţia r_x.

Colectivul catedrei de motoare navale cu ardere internă a Institutului de construcţii navale din Leningrad a propus metoda de integrare prin diferenţe finite, aplicată pe intervale suficient de mici, în care temperatura variază de la T_j la T_{j+1}, variaţia corespunzătoare de entropie fiind:

$$\Delta s = \frac{\Delta Q_j}{T_{med}}, \tag{25}$$

în care T_{med} este temperatura medie pe interval, definită de relaţia:

$$T_{med} = \frac{T_j + T_{j+1}}{2}, \tag{26}$$

Într-un astfel de interval (2,5—5 grade de rotaţie ale arborelui cotit) se poate considera o compoziţie medie, invariabilă.

Pentru 1 kmol de produse de ardere, entropia la începutul intervalului este:

$$S'_j = S'_{r_j} - 4{,}57\ \log p_j, \tag{27}$$

iar la sfîrşitul intervalului:

$$S'_{j+1} = S'_{r_{j+1}} - 4{,}57\ \log p_{j+1}. \tag{28}$$

Variaţia entropiei pe interval este:

$$\Delta\, S'_r = S'_{j+1} - S'_j. \tag{29}$$

Considerînd valorile medii pe interval ale coeficientului de variaţie molară şi participaţiei în volume a produselor de ardere $\mu_{x_{med}}$ şi $r_{x_{med}}$, rezultă numărul de moli:

$$M_{x_{med}} = M_a\, \mu_{x_{med}}\, r_{x_{med}}. \tag{30}$$

Ca urmare, variaţia entropiei produselor de ardere în intervalul considerat va fi:

$$\Delta s_r = \Delta\, S'_r\, M_a\, \mu_{x_{med}}\, r_{x_{med}}, \tag{31}$$

iar cantitatea de căldură corespunzătoare:

$$\Delta Q_r = \Delta S'_r\, M_a\, \mu_{x_{med}}\, r_{x_{med}}\, T_{med}. \tag{32}$$

Conform ipotezelor admise:

$$\mu_{x_{med}}\, r_{x_{med}}\, T_{med} = \frac{\mu_{x_j} r_{x_j} T_j + \mu_{x_{j+1}} r_{x_{j+1}} T_{j+1}}{2} = \\ = |\, \mu_x r_x T \,|_{med} \tag{33}$$

şi deci:

$$\Delta Q_r = M_a .\, \Delta S'_r \;|\, \mu_x r_x T \,|_{med}. \tag{34}$$

În mod analog, se poate calcula pentru aer:

$$\Delta\, Q_{aer} = M_a .\, \Delta\, S'_{aer} \,|\, \mu_x (1 - r_x)\, T \,|_{med}. \tag{35}$$

Cantitatea totală de căldură pe interval se obţine cu ajutorul relaţiilor (34) şi (35):

$$\Delta Q_j = M_a \,[\, \Delta S'_{aer} \,|\, \mu_x\, (1 - r_x)\, T \,|_{med} + \\ + \Delta S'_r \,|\, \mu_x r_x T \,|_{med}]. \tag{36}$$

Însemnînd cantităţile de căldură degajată pe intervale, se determină cantitatea de căldură degajată pînă la sfîrşitul intervalului examinat:

$$Q_j = \sum_{j=1}^{j} \Delta\, Q_j. \tag{37}$$

Introducînd valoarea obţinută în relaţia (8) se determină coeficientul de utilizare a căldurii ξ şi apoi, cu relaţia (9), fracţiunea de combustibil ars x. De asemenea, se poate afla viteza de degajare a căldurii:

$$\frac{\Delta x}{\Delta \alpha} = \frac{x_{j+1} - x_j}{\Delta \alpha}. \tag{38}$$

Dacă funcţia $x = \mathrm{f}\,(\alpha)$, astfel stabilită, se deosebeşte sensibil de cea iniţial adoptată (tabela 1), se recomandă să se refacă calculul cu noile valori.

CZ 622.24.053

Asamblarea conică cu dublu blocaj la prăjinile pătrate laminate, de 5 1/4″

CONSTANTIN ACHIŢEI

Prăjinile de 5 1/4″, fabricate anterior numai în execuţie forjată, se confecţionează în prezent prin laminare, cu reducţiile asamblate pe corpul prăjinii printr-o îmbinare conică cu dublu blocaj. Suprafeţele care vin în contact sînt formate dintr-un trunchi de con filetat, cep la corpul prăjinii şi mufă la reducţie, şi dintr-un trunchi de con neted pentru contact presat, situat în continuarea filetului; corpul prăjinii constituie conul neted exterior, iar reducţia, conul neted interior (fig. 1).

La o astfel de asamblare, filetul preia solicitările la tracţiune, încovoiere şi răsucire, iar conul neted asigură ghidarea şi, împreună cu filetul, etanşarea îmbinării, mărind totodată şi rezistenţa la încovoiere a sistemului. Aceste calităţi ale îmbinării au făcut ca ea să fie preferată altor tipuri. Pentru realizarea avantajelor indicate este necesar ca asamblarea să se facă în mod corect. Îmbinarea corectă, în pereche, a prăjinii cu reducţia depinde simultan de mai mulţi parametri: diametrul interior şi exterior al conului neted; unghiul de înclinare şi gradul de fineţe a prelucrării conului neted; diametrul flancurilor în planul de măsurare; abaterile la pas, unghi de profil şi conicitate ale filetului; momentul de înşurubare; abaterea stabilită pentru controlul poziţiei conului filetat faţă de conul neted.

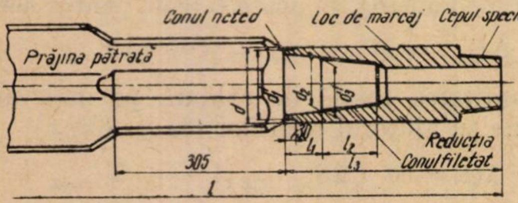


Fig. 1

În cele ce urmează se analizează succint modul de realizare a parametrilor necesari, cum şi metoda de control al dublului blocaj.

Abaterile la diametrul interior şi exterior al conului neted sînt alese astfel încît să se obţină deplasarea axială relativă minimă a conurilor. În condiţiile executării conului interior *1* şi exterior *2* la conicitatea nominală, abaterile diametrelor sînt luate cu acelaşi semn (fig. 2). Deplasarea axială maximă, la $^{+\,0{,}055}_{+\,0{,}015}$ mm abatere la diametrul conului exterior, de $+0{,}054$ la diametrul conului interior şi pentru o conicitate de 1/16, este: $D_e = 0{,}055 \times 16 = 0{,}88$ mm. În general (fig. 2):

$$D_e = \pm A_{De(1)} \frac{1}{K}, \tag{1}$$

în care:

D_e este deplasarea axială;

$A_{De(1)}$ — abaterea la diametrul conului exterior sau interior;

K — conicitatea.

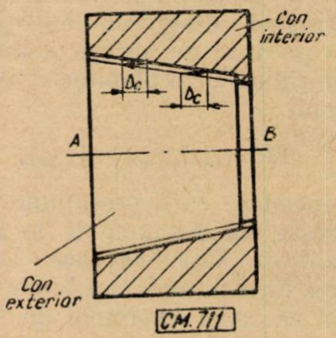


Fig. 2

Abaterile la unghiul de înclinare a conului neted sînt stabilite diferit de cele ale diametrului conului interior şi exterior, urmărindu-se închiderea conurilor la diametrul mare. De aceea, pentru conul exterior s-a prescris abaterea numai în sensul creşterii conicităţii, iar pentru conul interior numai în sensul reducerii conicităţii faţă de cea nominală. Conicitatea nominală fiind 6,25%, cîmpul de toleranţe la conul exterior este cuprins între 6,25 şi 6,35%, iar la conul interior între 6,25 şi 6,15%.

Acest mod de fixare a abaterilor măreşte posibilitatea obţinerii unor piese asamblate cu o diferenţă, între unghiurile de înclinare, apropiată de valoarea zero. În figura 3 s-a notat: φ — unghiul de înclinare; $\delta_e\,\varphi$ — abaterea la conul exterior şi $\delta_i\,\varphi$ — abaterea la conul interior.

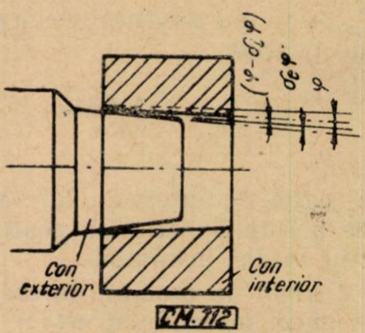


Fig. 3

Descreşterea diametrului mic al conului exterior, ca urmare a abaterii de conicitate, este de 0,08 mm, iar creșterea diametrului mic al conului interior, din cauza acestei abateri, este tot de 0,08 mm. Jocul maxim posibil în planul diametrului mic al conului va fi egal cu suma creșterii, respectiv descreșterii, adică 0,16 mm, iar jocul minim, zero. La strîngerea forțată a îmbinărilor jocul este eliminat complet.

Gradul de finețe a prelucrării conului neted, exprimat prin abaterea *Ra*, medie aritmetică a neregularităților, este de 1,6 — 3,2 μ, iar înălțimea medie a neregularităților *Rz*, de 6,3—12,5 μ. La îmbinările prin ajustare cu strîngere, vîrfurile neregularităților suprafețelor se teșesc la asamblare, fapt ce provoacă micșorarea diametrului conului exterior și mărirea diametrului celui interior, deci reducerea strîngerii ajustajului. Teșirea completă a neregularităților poate provoca o abatere axială relativă a conurilor de maximum 0,2 mm. Gradul avansat de finețe, completat cu acoperirea suprafețelor de contact cu unsoare grafitată, și execuția corectă a conurilor duc la eliminarea gripajului în timpul efectuării înșurubării și la asigurarea etanșeității.

Filetul conic utilizat la îmbinarea reducțiilor cu corpul prăjinii are 8 pași/țol și conicitatea 6,25%, cu elementele indicate în figura 4.

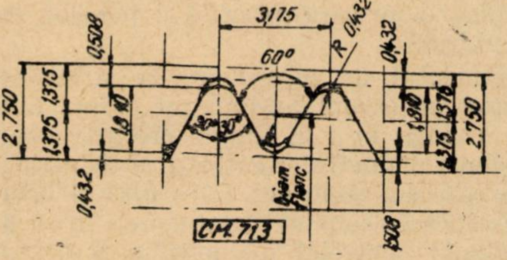


Fig. 4

Diametrul flancurilor în planul de măsurare a fost impus de datele constructive, pornindu-se de la un pătrat cu latura de 133,3±2 mm stabilit pentru corpul prăjinii de antrenare. Abaterile de la valoarea nominală a diametrului flancurilor provoacă variația distanței de la bază:

$$\delta_{sd} = f_d \cdot \frac{1}{K}, \tag{2}$$

în care:

δ_{sd} este variația distanței de la bază;
f_d — abaterea la diametrul flanc;
K — conicitatea.

Verificarea distanței de la bază sau a „strîngerii" se face cu ajutorul calibrelor filetate conice. Prin sistemul de verificare și execuție a filetului și a conului neted influența lui δ_{sd} este micșorată.

Abaterea δp a pasului filetului duce, de asemenea, la o variație δ_{S_p} a distanței de la bază.

Din figurile 5 și 6 se deduce valoarea compensării diametrale a erorilor pasului:

$$f_p = ED\ ;$$

$$ED = FD - EF = \frac{AF}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} - AF \operatorname{tg}\varphi =$$

$$= AF\left(\operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg}\varphi\right);$$

$$AF = \frac{AB}{2} = \frac{\delta_p + \delta_p \cdot \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\varphi}{2}\ ;$$

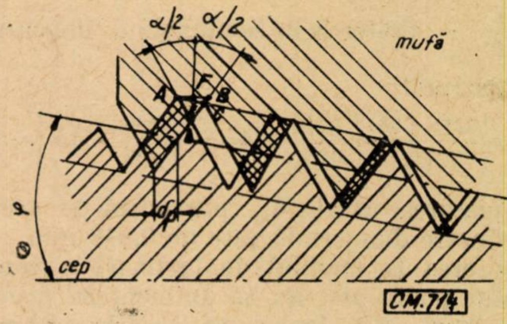


Fig. 5

deci:

$$f_p = \left(\delta_p - \delta_p \cdot \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\varphi\right)\left(\operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg}\varphi\right) =$$

$$= \delta_p \operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2}\left(1 - \operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}^2\varphi\right);$$

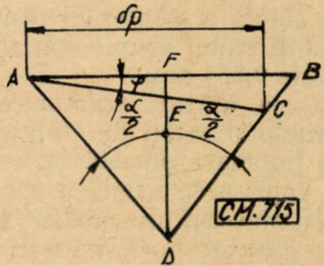


Fig. 6

iar:

$$\delta S_p = \delta p\ \operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2}\left(1 - \operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg}^2\varphi\right)\cdot\frac{1}{K}\cdot \tag{3}$$

Înlocuind:

$$\delta_{S_p} = 0{,}150 - 1{,}73205\,[1 - 0{,}57735^2 - 0{,}03124^2]\,\frac{1}{16} = 0{,}016\ \text{mm}.$$

Abaterea la semiunghiul flancurilor filetului determină o compensare diametrală de mărimea :

$$f_\alpha = \frac{0{,}291\, t_1}{\sin\ \alpha}\left[\frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2}+\varphi\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}-\varphi\right)}\,\delta\,\frac{\alpha}{2}\cdot \mathrm{dr} + \right.$$

$$\left. + \frac{\cos\frac{\alpha}{2}-\varphi}{\cos\frac{\alpha}{2}+\varphi}\,\delta\,\frac{\alpha}{2}\,st\right], \qquad (4)$$

în care :

α este unghiul flancurilor;
φ — unghiul de înclinare;
t_1 — înălţimea efectivă a filetului;
$\delta\,\frac{\alpha}{2}$ — abaterea la semiunghiul flancurilor;

şi înlocuind :

$$f_\alpha = \frac{0{,}291\times 1{,}734}{0{,}866}\left[\frac{0{,}808}{0{,}880}\times 45 + \frac{0{,}880}{0{,}808}\times 45\right] = 53\,\mu.$$

Deplasarea axială $\delta_{s\alpha}$ provocată de această compensare diametrală este de 0,848 mm.

Abaterea la unghiul de înclinare a conului filetului poate sau nu să influenţeze distanţa de la bază sau deplasarea axială relativă a pieselor care se asamblează. Dacă abaterea la unghiul de înclinare a conului cepului este pozitivă, iar la unghiul de înclinare a conului mufei, negativă, îmbinarea se închide la diametrul mare şi nu apare o variaţie a distanţei de la bază sau o deplasare axială relativă a pieselor. La îmbinarea prăjinilor pătrate de 5 1/4″ abaterile au fost fixate astfel încît să nu apară o deplasare axială relativă a pieselor care se asamblează.

Influenţa totală a abaterilor pentru diferitele elemente ale filetului asupra variaţiei distanţei de la bază este 0,864 mm.

Aşa cum s-a arătat, asamblarea cu dublu blocaj cuprinde şi conul de etanşare şi ghidaj, care este o îmbinare presată cu strîngere, realizată prin deplasarea axială a conului interior şi exterior cu ajutorul înşurubării filetului conic.

Pentru asigurarea unei strîngeri corespunzătoare s-a dovedit a fi suficientă o strîngere care determină creşterea diametrului exterior al reducţiei cu 0,2 mm. Este necesar să se verifice dacă această deformare nu depăşeşte domeniul elastic.

Cunoscînd diametrele la începutul şi sfîrşitul operaţiei de înşurubare, modulul de elasticitate şi strîngerea totală, se determină presiunea care trebuie exercitată pe feţele de contact ale asamblării :

$$p = \frac{D_e\, E\,(d_e^2 - d^2)}{2\times 10^3\, d^2\, d_e} \qquad (5)$$

în care :

D_e este creşterea diametrului exterior al reducţiei, μ m;
p — presiunea de contact dintre piese, kgf/mm^2;
d — diametrul conului neted, mm;
d_e — diametrul exterior al reducţiei, mm;
E — modulul de elasticitate, kgf/mm^2;

înlocuind :

$$p = \frac{200\times 2{,}1\times 10^4\ (185^2 - 123{,}652^2)}{2\times 10^3\times 123{,}652^2\times 185} = 14\ \mathrm{kgf/mm^2}.$$

Presiunile la care se produc deformaţii plastice în reducţie şi corpul prăjinii sînt :

$$P_{cp} = \frac{d^2 - d1^2}{2d^2}\,\sigma_{cp} = \frac{123{,}652^2 - 80^2}{2\times 123{,}652^2}\times$$

$\times\ 80 = 213{,}2$ kgf/mm^2, pentru capul prăjinii şi :

$$P_{cr} = \frac{185^2 - 123{,}652^2}{2\times 185}\times 80 = 23{,}6\ \mathrm{kgf/mm^2},$$ pentru reducţie.

Rezultă deci că presiunea de 14 kgf/mm^2, necesară pentru obţinerea unei creşteri de 0,2 mm a diametrului exterior al reducţiei, nu determină deformaţia plastică a pieselor care se asamblează.

Momentul de înşurubare la strîngerea reducţiei pe corpul prăjinii nu a fost măsurat. S-a urmărit însă în timpul efectuării operaţiei creşterea diametrului exterior al reducţiei, creştere care s-a menţinut între 0,15 şi 0,20 mm.

Verificarea conului filetat constă în : controlul lungimii; controlul diametrului flancurilor în planul bazei mari a trunchiului de con; controlul conicităţii şi ovalităţii; controlul pasului, unghiului de profil, înălţimii, rotunjirilor la fund şi la vîrf şi retezăturilor filetului; verificarea aspectului filetului.

Aparatele şi metodele de control întrebuinţate sînt cele prescrise în standarde pentru filetul conic al utilajului petrolier (calibre filetate, şabloane de maxim şi minim, pasimetre, cu comparator, microscop portativ, mulaje microscop universal, proiector, şubler).

Verificarea conului neted constă în : controlul lungimii, al diametrului, conicităţii, ovalităţii şi aspectului.

Aparatele şi metodele de control întrebuinţate, de asemenea, sînt cele prevăzute în normele tehnice pentru astfel de piese.

În afară de aceste verificări, este necesar la dublul blocaj să se controleze diametrul conului neted în raport cu diametrul flancurilor în planul de măsurare. Controlul respectiv se face cu ajutorul calibrelor filetate, al calibrelor netede şi al paletelor de distanţă sau al şublerelor de adîncime şi distanţă.

Schema verificării pentru cepul prăjinii apare în figura 7, iar aceea pentru reducţie în figura 8.

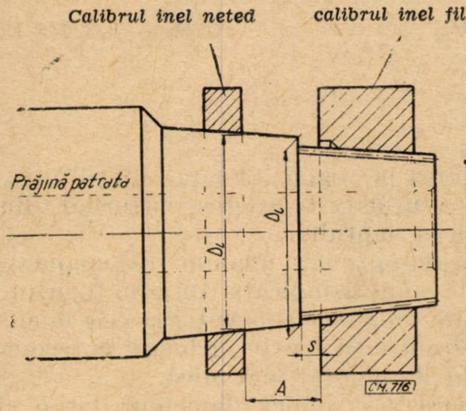


Fig. 7

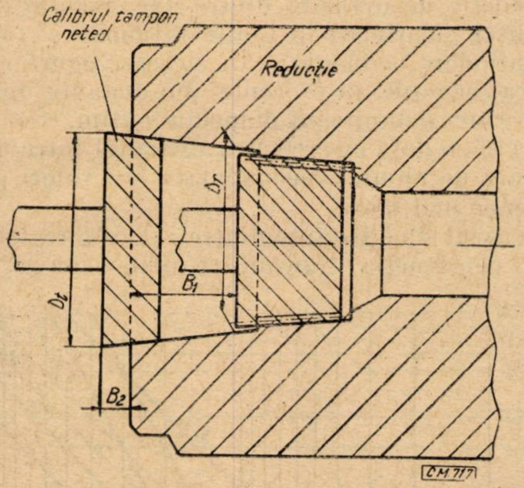


Fig. 8

Jocul pe diametru între reducţie şi cepul prăjinii se determină cu ajutorul relaţiilor următoare :

$$J=D_r-D_e=D_t-\frac{1}{16}(B_1+B_2)-D_i-\frac{1}{16}(A-S)\,; \tag{8}$$

pentru : $J \leqslant 0{,}2\,;\; B_1+B_2 \geqslant 16$

$$\left[D_t-D_i-\frac{1}{16}(A-S)\right]-0{,}2\,;$$

$$J \geqslant 0,\quad B_1+B_2 \leqslant 16$$

$$\left[D_t-D_i-\frac{1}{16}(A-S)\right].$$

Afară de B_1 şi B_2 toţi factorii sînt cunoscuţi; se poate deci stabili în ce limite trebuie să varieze B_1+B_2. Factorul B_2 poate avea şi valoarea zero sau negativă, în funcţie de diametrele calibrului neted de control sau lungimea conurilor netede ale presei. Executarea cepului prăjinii şi a mufei reducţiei în condiţiile arătate asigură o asamblare corespunzătoare.

În concluzie, asamblarea conică cu dublu blocaj a făcut posibilă obţinerea prăjinilor pătrate de antrenare după alt procedeu de fabricaţie decît forjarea.

Execuţia produsului din trei piese, asamblate în modul arătat, a permis fabricarea prăjinilor pătrate de antrenare prin laminarea corpului sub formă de bară sau ţeavă pătrată, iar a reducţiilor, prin laminare sau forjare.

Modul de stabilire a abaterilor dimensionale şi mărimea lor s-au dovedit a fi corespunzătoare obţinerii unei îmbinări corecte.

Prăjinile pătrate de antrenare de 5 1/4″, fabricate prin laminare cu dublu blocaj, sînt utilizate la sondele cu adîncimi pînă la 3 000 — 3 500 m, prezentînd o bună comportare în exploatare.

---

[1] *Aparin, G. A.* şi *Gorodeţki, I. B.* Toleranţe şi măsurări tehnice. Bucureşti, Editura tehnică, 1956. [2] *Manea, Gh., Săveanu, L., Buzdugan, Gh.* şi *Chişu, A.* Organe de maşini, I. Bucureşti, Editura tehnică, 1956. [3] *Lari, I.* Garnitura de foraj. Manualul inginerului petrolist. Bucureşti, Editura tehnică, 1957. [4] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor II. Bucureşti, Editura tehnică, 1957. [5] *Rögonilz, N.* Maşini şi dispozitive — Proiectarea formei. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

CZ 621. 855

Determinarea distanței corecte dintre axe la transmisiile cu lanțuri cu role

VIOREL CRISTEA
Laureat al Premiului de Stat

Distanța reală dintre axe la o transmisie cu lanț cu role trebuie să fie mai mică decît distanța teoretică dintre axe, deoarece lanțul trebuie să aibă o anumită săgeată atît pentru a putea fi montat, cît și pentru a putea funcționa. În funcționare (fig. 1), lanțul are o ramură întinsă și o ramură liberă, iar transmiterea puterii are loc sub efectul greutății proprii a ramurii întinse, care nu reprezintă niciodată o linie dreaptă, ci un arc de lănțișor cu o săgeată foarte mică s.

La o transmisie cu lanț cu role, alegerea distanței corecte dintre axe constituie o problemă deosebit de importantă pentru buna sa funcționare, lucru ce este adesea neglijat, fapt ce se explică prin aceea că în literatura tehnică există puține indicații în această privință.

Formula cea mai utilizată pentru calculul distanței teoretice A_t este:

$$A_t = \frac{t}{4}\left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 2\left(\frac{z_2 - z_1}{\pi}\right)^2}\right], \qquad (1)$$

în care:

t este pasul lanțului, mm;
X — numărul de zale;
z_1 — numărul de dinți ai roții mici;
z_2 — numărul de dinți ai roții mari.

Distanța corectă dintre axe A se obține fizic apropiind centrele de rotație ale roților de lanț, situate inițial la distanța teoretică A_t:

$$A = A_t - \Delta A. \qquad (2)$$

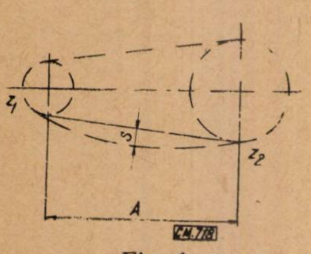


Fig. 1

În expresia 2 ΔA este corecția de distanță și reprezintă distanța cu care trebuie apropiate centrele.

Săgeata de montaj s, care se realizează prin corecția ΔA, are o valoare minimă rezultată din condiția ca întinderea celor două capete ale lanțului, cu ajutorul dispozitivului de montaj, să nu necesite o forță prea mare, întrucît, pentru a întinde în linie dreaptă cele două capete, ar fi necesară o forță infinită. Săgeata de montaj este limitată ca valoare maximă de tendința ramurii libere ca la angajarea pe roată „să sară” dinții roții, ceea ce are ca urmare avarierea vîrfurilor dinților roții sau a lanțului.

Valoarea optimă, unanim recomandată, a săgeții de montaj, indicată conform figurii 1, este de 2% din lungimea tangentei la cele două roți. Pentru transmisii foarte înclinate se recomandă o săgeată de montaj mai mică.

În figura 2 se indică domeniul optim al săgeții de montaj, cuprins între curbele a și a', în funcție de distanța dintre axe, rezultat din condiția menținerii în limite raționale a forței de întindere la montaj. În aceeași figură s-au indicat săgețile, în procente din distanța dintre axe, care delimitează domeniul optim. Se observă că, o dată cu creșterea distanței între axe, săgeata de montaj recomandată are valori procentuale mai mari.

În cazul cînd distanța dintre axe este reglabilă prin construcția transmisiei, cunoașterea săgeții de montaj necesare, dată de figura 2, este suficientă pentru realizarea distanței corecte. La construcțiile la care distanța dintre axe este fixă, determinarea distanței corecte între axe se face procedînd în mod diferit.

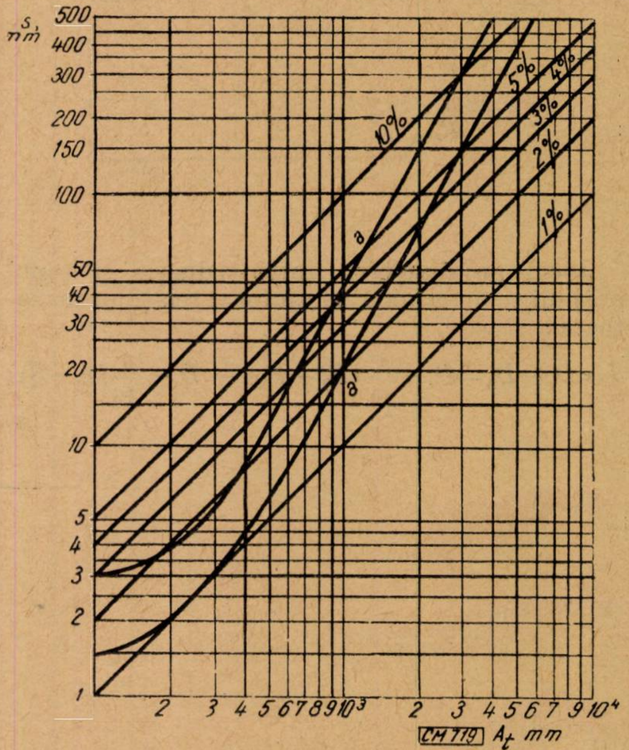


Fig. 2

După ce se alege săgeata de montaj s din figura 2, se caută, pentru distanța teoretică dintre axe, calculată conform formulei (1), în figura 3, corecția ΔA pentru apropierea centrelor. Distanța corectată dintre axe A, care realizează săgeata de montaj aleasă, este dată de relația (2).

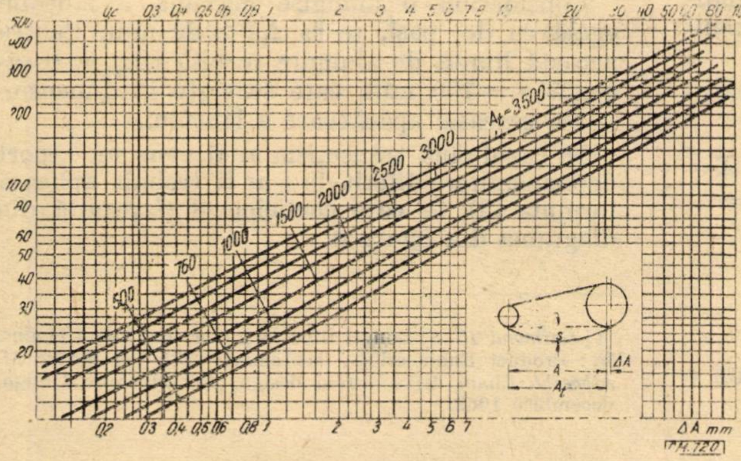


Fig. 3

Metoda indicată este aplicabilă în cazul cînd raportul de transmitere $i = \frac{z_2}{z_1} = 1$. Pentru alte valori ale raportului de transmitere este dat, în figura 4, un coeficient de corecție C, în funcție de diametrul roții mici. În acest caz formula (2) ia forma :

$$A = A_t - C\,\Delta A. \qquad (3)$$

În figura 4 s-a notat cu D_{a1} diametrul de divizare a roții mici.

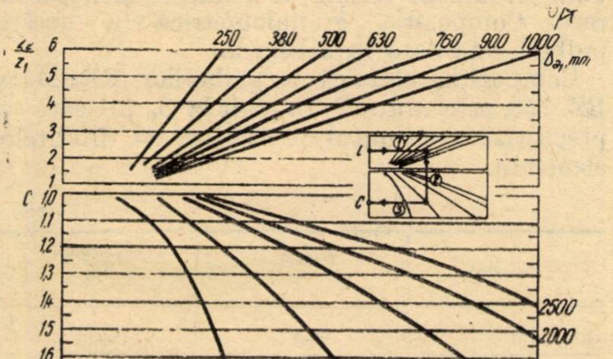


Fig. 4

Funcționarea în timp a transmisiei cu lanț este însoțită de uzura diverselor sale elemente care apare sub forma alungirii lanțului. Bolțurile și bucșele lanțurilor de precizie cu role sînt astfel executate încît adîncimea stratului dur al suprafețelor articulațiilor să permită uzura lanțului pînă la o alungire de 3,5%. La atingerea acestei limite lanțul se comportă ca și în cazul unei săgeți inițiale de montaj prea mari, adică sare peste dinții roții.

Din analiza condițiilor de funcționare a lanțului rezultă că limita procentuală a alungirii lanțului în urma uzurii scade o dată cu creșterea numărului de dinți ai roții mari, așa cum se indică în figura 5. Se observă că pentru o roată mare cu 200 de dinți limita de alungire în urma uzurii este de numai 1%.

Alungirea lanțului datorită uzurii are ca urmare o creștere corespunzătoare a săgeții în funcționare, întrucît aceasta se acumulează pe ramura liberă a lanțului. Deoarece, în general, spațiul liber dintre lanț și carcasa apărătoare este limitat, apar șocuri între lanț și carcasă .

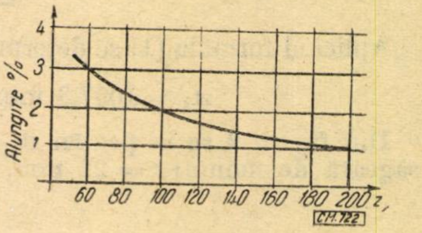


Fig. 5

În figura 6 se indică corelația dintre alungirea lanțului, distanța dintre axe și săgeata lanțului. Cu ajutorul acestei diagrame se poate determina săgeata pe care o va avea lanțul pentru o anumită alungire. În mod obișnuit, carcasa apărătoare se dimensionează pentru săgeata ce rezultă pentru o alungire a lanțului cu doi pași, presupunîndu-se că după ce lanțul s-a alungit cu această dimensiune, se pot scoate două zale.

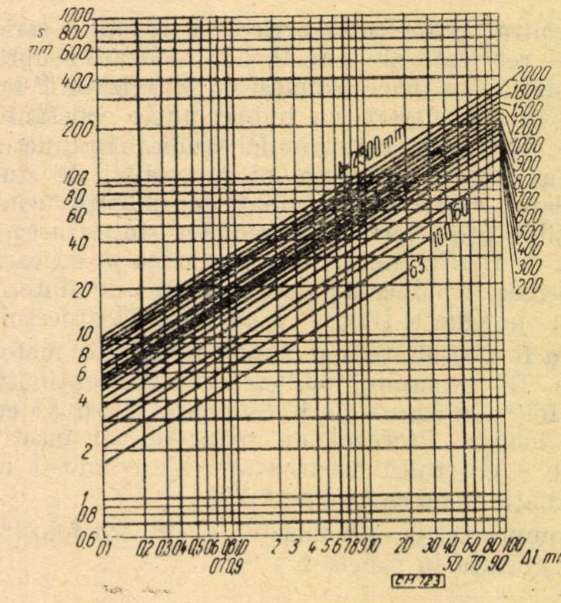


Fig. 6

Limita de alungire prin uzură a lanţurilor verticale este mult mai mică. În figura 7 este indicată limita de alungire pentru transmisii verticale, în funcţie de lungimea tangentei la cele două roţi, măsurată în paşi.

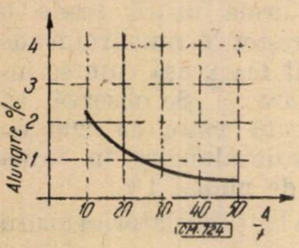


Fig. 7

Modul cum se aplică practic cele indicate rezultă din exemplul următor.

Se consideră o transmisie cu lanţ:

$z_1 = z_2 = 30$ dinţi; $X = 96$ zale; $t = 38{,}1$ mm.

Aplicînd formula (1) se determină:

$$A_t = 1057{,}3 \text{ mm}.$$

Din figura 2 se ia pentru $A_t = 1057{,}3$ mm o săgeată de montaj $s = 22$ mm.

Pentru această săgeată, din diagrama din figura 3 se află corecţia de distanţă $\Delta A = 0{,}7$ mm. Aplicînd formula 2 se găseşte:

$$A = 1057{,}3 - 0{,}7 = 1056{,}6 \text{ mm}.$$

Considerînd o alungire maximă a lanţului egală cu doi paşi, se ia $\Delta l \cong 80$ mm. Pentru această limită de alungire rezultă (fig. 6) o săgeată $s = 190$ mm, care serveşte la dimensionarea carcasei apărătoare a lanţului.

În cazul cînd transmisia ar fi avut un raport de transmitere diferit de 1 ar fi trebuit aplicată formula (3), în care coeficientul C rezultă din diagrama din figura 4.

---

[1] *Germond H. S.* Longer lipe for roller and silent chains. In : Product Engineering , septembrie 1961. [2] *Waller, M. Albrecht*. Chain drive sistem design. In : Machine Design, decembrie 1962.

CZ 621.762 : 669.12 — 492. 2 : 536.21

Studiul conductibilităţii termice a unor piese sinterizate pe bază de fier

LADISLAU NAGY, ALEXANDRU TERŢAN, MIHAI SZILAGYI şi TEODOR VODĂ

În cadrul prezentului articol se expun o serie de rezultate ale cercetărilor realizate asupra proprietăţilor fizice ale pieselor sinterizate. S-au luat în considerare nu numai unele constante fizice, ci şi variaţia mărimilor studiate în funcţie de factorii caracteristici ai procesului de sinterizare. Astfel s-a studiat dependenţa conductibilităţii termice a pieselor sinterizate pe bază de fier în funcţie de: presiunea p, cu care se presează pulberea; temperatura t de sinterizare, precum şi timpul τ cît durează procesul.

Au fost studiate mai multe tipuri de materiale. De exemplu, pulberea FREM obţinută din foiţă de arsură de la laminare şi redusă cu gaz metan. Procesul de reducere este însoţit şi de o puternică decarburare, ajungîndu-se la un conţinut de carbon de 0,1%.

Compoziţia granulometrică a pulberii folosite este arătată în tabela 1.

Tabela 1

Dimensiune, mm	Conţinut, %
0,4—0,3	3
0,3—0,2	11
0,2—0,1	24
0,1—0,06	21
sub 0,06	41

Tabela 2

Dimensiune, mm	Conţinut, %
Peste 0,15	sub 2
0,15—0,06	50
sub 0,06	48

Măsurările au fost făcute în paralel şi asupra probelor obţinute din pulberea RZ 150 pentru a se asigura posibilitatea comparării rezultatelor. Pulberea RZ 150 din import este obţinută prin pulverizare în fază lichidă şi supusă ulterior unui tratament termic de reducere şi decarburare. Compoziţia granulometrică a acestei pulberi este dată în tabela 2.

Compoziţia chimică a pulberilor FREM şi RZ 150 este arătată în tabela 3, în care se precizează conţinutul procentual al diferitelor elemente.

Tabela 3

Element	PREM. %	RZ 150, %
Fe total	98,1	98,6
C	0,1	0,1
O	2	0,8
Mn	0,4	0,3
Cu	—	0,15
P	0,02	0,035
S	0,035	0,025

Piesele sinterizate studiate au fost elaborate în cadrul Catedrei de tehnologia metalelor de la Institutul politehnic — Cluj.

Pentru determinarea conductibilităţii termice s-a utilizat dispozitivul de construcţie proprie, a cărui schemă de principiu este redată în figura 1.

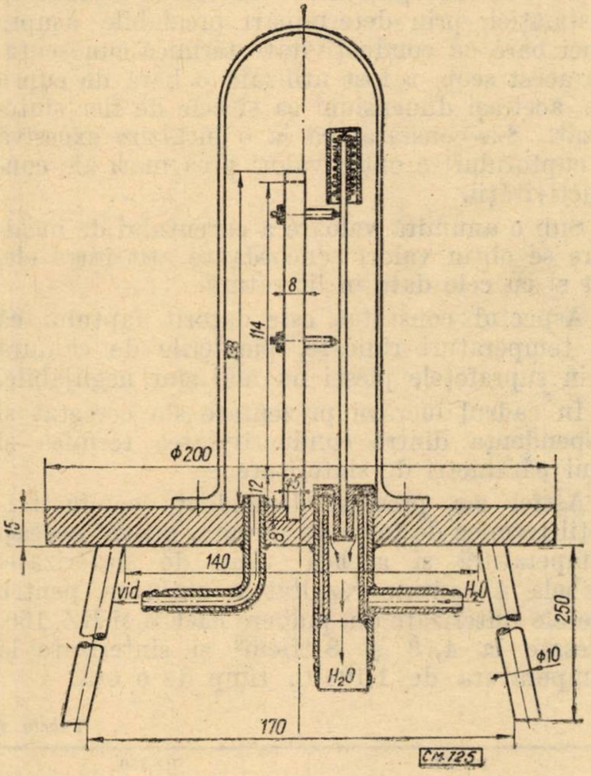


Fig. 1

Metoda întrebuinţată este o variantă a celei folosite de către Schott şi Eucken [1]. Piesa prin care trece fluxul de căldură este aşezată într-un spaţiu din care s-a scos aerul pentru a a se evita pierderile de căldură.

Instalaţia folosită se compune, în primul rînd, dintr-un stativ pentru fixarea piesei, confecţionat dintr-un disc de cupru cu diametrul de 200 mm şi grosimea de 15 mm. În acest disc sînt practicate orificii care servesc pentru evacuarea aerului de sub clopotul de sticlă aşezat pe acest disc şi pentru trecerea conductoarelor electrice la cuptorul fixat pe capătul superior al piesei de studiat, şi la cele două termocuple care măsoară temperatura piesei cercetate în două puncte.

Pentru trecerea conductoarelor electrice prin orificiile discului au fost folosite tuburi din ceramică.

Pentru asigurarea etanşeităţii spaţiului de sub clopot, cele trei orificii, prin care trec tuburile ceramice, au fost închise cu piceină topită.

În partea centrală a discului a fost montat un dispozitiv de răcire cu circulaţie continuă de apă. Piesa de cercetat a fost fixată în acest dispozitiv astfel încît să fie asigurată transmiterea căldurii de la piesă la sistemul de răcire. Etanşarea dispozitivului de răcire a fost asigurată prin lipire cu cositor.

Tot pe disc a fost montat un stativ special pentru fixarea termocuplelor. Stativul permite aşezarea termocuplelor la orice distanţă, în lungul piesei de studiat. Discul este aşezat pe un trepied.

Fluxul continuu de căldură prin piesă a fost menţinut cu ajutorul unui mic cuptor electric, alimentat de la o baterie de acumulatoare. Cuptorul a fost confecţionat din sîrmă de nichelină, realizînd o rezistenţă de 4 Ω, înfăşurată pe un cilindru de alamă izolat, în prealabil, cu un strat subţire de hîrtie impregnată cu silicat de sodiu. Înfăşurarea a fost acoperită cu un strat de şamotă. În partea centrală a cuptorului a fost practicat un canal cu secţiune dreptunghiulară, pentru a se asigura un contact cît mai bun pentru transmiterea căldurii la piesa de cercetat. Pentru a reduce şi mai mult pierderile de căldură, cuptorul a fost acoperit cu un mic vas Dewar.

În figura 2 apare vederea de ansamblu a instalaţiei.

Măsurarea temperaturii în două puncte ale piesei de cercetat a fost efectuată cu două termocuple din cupru-constantan, etalonate în prealabil. Tensiunea termoelectromotoare s-a măsurat cu ajutorul unui potenţiometru OLK-Metra, legat la un galvanometru Multiflex ($4{,}0 \cdot 10^{-9}$A).

Determinările astfel concepute au trebuit să fie efectuate în vid, pentru a se asigura transmiterea în întregime a căldurii de la cuptor la dispozitivul de răcire. A fost deci necesar să se reducă aproape complet transmiterea căldurii în exterior prin suprafeţele laterale ale piesei. Aceasta s-a realizat evacuînd aerul pînă la o presiune la care drumul liber mediu al moleculelor este mult mai mare decît dimensiunile vasului.

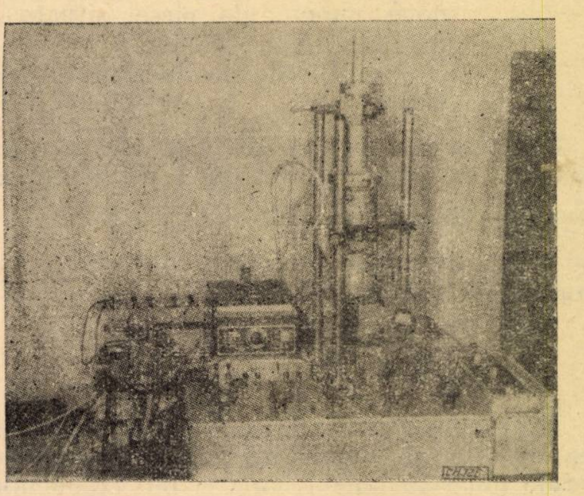


Fig. 2

În cazul considerat, condiţia ar fi fost asigurată la o presiune de 10^{-3} torr, cînd drumul liber mediu este de 5 cm. Totuşi, pentru siguranţă, s-a lucrat cu o presiune sub 10^{-4} torr.

Evacuarea aerului de sub clopotul de sticlă sub care a fost aşezată piesa de cercetat a fost asigurată cu ajutorul unei pompe de difuzie cu ulei, în trei trepte, prin procedeul cu autofracţionare continuă. Pentru vidul preliminar s-a utilizat o pompă rotativă cu ulei în două trepte.

Piesele cercetate au avut o formă paralelipipedică de dimensiuni aproximative $3 \times 6 \times \times 120$ mm.

Debitul de căldură q, cedat de cuptor piesei, se determină cu ajutorul curentului I care circulă prin rezistenţa respectivă şi al tensiunii U la borne:

$$q = U \cdot I,\ \mathrm{W}. \qquad (1)$$

Pe de altă parte, pentru căderi mici de temperatură şi sub vid, se pot neglija pierderile de căldură prin conductibilitate exterioară sau prin radiaţie de pe suprafeţele laterale ale piesei şi încălzitorului. În acest caz, întregul debit de căldură de la sursă trece prin piesă. Dacă se ţine seamă de legea lui Fourier, se poate scrie:

$$q = -\lambda \cdot S \cdot \mathrm{grad}\ \theta. \qquad (2)$$

Egalînd ecuaţiile (1) şi (2) se obţine, în cazul particular considerat:

$$\lambda = \frac{U \cdot I \cdot \Delta x}{S \cdot \Delta \theta}, \qquad (3)$$

în care:

S este secţiunea piesei;

$\Delta\theta$ — diferenţa de temperatură dintre două puncte ale piesei situate la distanţa Δx;

λ — coeficientul de conductivitate interioară.

Deoarece pînă în prezent în tehnică λ a fost măsurat de obicei în kcal/m h °C, iar în sistemul internaţional utilizat se exprimă în $\frac{W}{m}$, °C se prezintă relaţia de trecere între cele două unităţi de măsură (STAS 1647—52):

$$1\ \frac{W}{m\ ^{\circ}C} = 0{,}860\ \frac{kcal}{mh^{\circ}C}. \qquad (4)$$

Examinînd formula (3) se poate uşor constata că, în condiţiile experimentării, temperatura scade liniar în lungul barei şi nu exponenţial. Acest lucru este explicabil dacă se ţine seamă că nu are loc nici o pierdere sensibilă de căldură către exterior.

Pentru verificarea constanţei gradientului de temperatură, s-a măsurat diferenţa de temperatură în lungul barei, între cîteva perechi de puncte egal depărtate între ele. În limitele erorilor experimentale s-a găsit aceeaşi diferenţă de temperatură între puncte egal depărtate, indiferent de distanţa perechilor de puncte de la cuptor.

S-a efectuat şi o altă verificare a metodei şi instalaţiei, prin determinări prealabile asupra unei bare cu conductivitate termică cunoscută. În acest scop a fost utilizată o bară de cupru de aceleaşi dimensiuni ca şi cele de fier sinterizat. S-a constatat că la o încălzire excesivă a cuptorului se obţin valori prea mari ale conductivităţii.

Sub o anumită valoare a curentului de încălzire se obţin valori concordante atît între ele, cît şi cu cele date în literatură.

Aspectul constatat este datorit faptului că la temperaturi ridicate, pierderile de căldură prin suprafeţele piesei nu mai sînt neglijabile.

În cadrul lucrării prezentate s-a cercetat şi dependenţa dintre conductivitatea termică şi unii parametri de sinterizare.

Astfel s-a precizat dependenţa conductivităţii termice de forţa de presare, pentru aceeaşi temperatură şi acelaşi timp de sinterizare. Tabela 4 conţine rezultatele obţinute pentru piesele sinterizate din pulbere FREM şi RZ 150, presate la 4, 6 şi 8 tf/cm² şi sinterizate la temperatura de 1 100°C, timp de o oră.

Tabela 4

FREM		RZ 150	
p, tf/cm²	λ, W/m °C	p, tf/cm²	λ, W/m °C
4	20,3	4	21,2
6	24,0	6	24,8
8	25,4	8	27,7

Din aceste date se poate uşor constata că, o dată cu creşterea presiunii de presare, conductivitatea pieselor creşte rapid. La o creştere a presiunii de la 4 tf/cm² la 8 tf/cm² se constată o creştere a conductivităţii de 22,3% pentru piesele din pulberea FREM şi 26,6% pentru piesele din pulberea RZ 150. Creşterea conductivităţii cu forţa de presare se datoreşte faptului că pentru aceeaşi compoziţie şi aceleaşi condiţii de sinterizare, la forţe mici de presare porozitatea pieselor este mare, în timp ce la presiuni ridicate porozitatea scade. Cum conductivitatea termică creşte cu scăderea porozităţii, este explicabil aspectul constatat.

Se mai constată că piesele obţinute din pulberea RZ 150 dau conductivităţi ceva mai mari decît cele din pulbere FREM. Acest lucru este explicabil dacă se ţine seamă că şi din alte însuşiri fizice rezultă că pulberea RZ 150 dă piese cu compactitate mai mare decît cele din pulbere FREM. Măsurările directe asupra gradului de porozitate atestă această comportare.

S-a mai precizat dependenţa conductivităţii termice de temperatura de sinterizare pentru piese presate la 6 tf/cm^2 şi menţinute în cuptor timp de o oră. În tabela 5 figurează rezultatele obţinute pentru piese din pulbere FREM şi RZ 150, sinterizate la temperaturile de 900°, 1 000° şi 1 100°C.

Tabela 5

FREM		RZ 150	
t, °C	λ, W/m °C	t, °C	λ, W/m °C
900	20,4	900	21,3
1 000	22,1	1 000	23,2
1 100	23,5	1 100	24,2

Şi în acest caz se poate constata o creştere a conductivităţii termice cu temperatura de sinterizare. De data aceasta însă creşterea este mai lentă decît în funcţie de presiune.

La creşterea temperaturii de la 900°C la 1 100°C, conductivitatea creşte cu 10,5% pentru piesele din pulberea FREM şi cu 12,75% pentru cele din pulberea RZ 150.

Explicaţia comportării rezultă din faptul că la creşterea temperaturii de sinterizare porozitatea scade relativ mai lent decît la creşterea presiunii de presare. Conductivitatea pieselor din pulberea RZ 150 este şi în acest caz superioară celor obţinute din pulberea FREM.

S-a încercat să se precizeze şi influenţa duratei de sinterizare asupra conductivităţii termice pentru piese presate la 6 tf/cm^2 şi sinterizate la temperatura de 1 100°C. Tabela 6 conţine rezultatele obţinute pentru piese din pulbere FREM şi RZ 150 sinterizate timp de 0,5; 1; 2 şi 2,5 ore.

Tabela 6

FREM		RZ 150	
τ, h	λ, W/m °C	τ, h	λ, W/m °C
0,5	24,0	0,5	24,7
1	23,9	1	24,8
2	23,8	2	24,7
2,5	24,0	2,5	25,0

Din tabela 6 rezultă că nu se poate observa nici o creştere sensibilă a conductivităţii termice a pieselor o dată cu creşterea duratei de sinterizare. Este drept că piesele au fost presate la o presiune relativ mare (6 tf/cm^2) şi sinterizate la o temperatură ridicată (1 100°C) la care porozitatea şi deci şi conductibilitatea termică se modifică insensibil pentru creşterea duratei sinterizării de la 0,5 la 2,5 ore. Şi în acest caz conductivitatea termică a pieselor obţinute din pulbere RZ 150 este ceva mai mare (3,3%) decît la piesele obţinute din pulberea FREM.

După aceste determinări s-a încercat să se cerceteze influenţa variaţiei temperaturii asupra conductivităţii termice pentru aceleaşi piese. Pentru intervalul de temperatură cuprins între + 10° şi + 80°C nu s-a putut constata nimic concludent. Chiar dacă dependenţa există, ea este sub limitele de precizie cu care s-a lucrat.

În privinţa preciziei măsurărilor trebuie să se remarce că aceasta nu a fost prea ridicată.

Avînd în vedere că dimensiunile pieselor nu au fost uniforme, eroarea măsurării secţiunii pieselor a fost aproape de 4—5%. Nu s-a putut aplica o prelucrare a suprafeţei pieselor, pentru că în acest caz s-ar fi modificat porozitatea superficială, deci şi conductivitatea termică. Măsurarea temperaturii s-a făcut cu erori sub 1,5%, pentru celelalte mărimi erorile fiind şi mai mici. Cu toate acestea, eroarea totală s-a ridicat la 7%.

În viitor precizia va putea fi mult mărită dacă piesele vor fi preparate cu grijă deosebită.

Comparînd rezultatele obţinute cu alte rezultate similare [4] se poate observa că ordinul de mărime al conductivităţii termice este acelaşi. Conductivitatea termică a pieselor obţinute de autori este cu ceva mai mică decît cele obţinute de Mikriukov [1].

Prin compararea valorii conductivităţii termice a pieselor sinterizate, cu valoarea conductivităţii oţelurilor, de aproximativ aceeaşi compoziţie, obţinute prin procedeele metalurgiei clasice, se constată că conductivitatea termică a probelor, chiar la valoarea cea mai mare studiată, este mult mai mică (aproximativ jumătate).

În concluzie, din cele prezentate rezultă că dependenţa conductivităţii termice de parametrii de sinterizare permite, într-o serie de cazuri, controlarea procesului de sinterizare, mai ales cînd se consideră piese la care interesează comportarea termică.

Se poate preciza că o mărire a conductivităţii poate fi obţinută în mod eficient prin mărirea presiunii de presare, evident în măsura în care aceasta nu determină uzura accentuată a matriţelor. Dimpotrivă, creşterea duratei sinterizării peste o anumită valoare nu aduce nici o creştere sensibilă a conductivităţii termice.

---

[1] *Mikriukov, V. E.* Teploprovodnosti i electroprovodnosti metallov i splavov. Moscova, 1959. [2] *Jones, D. E.* Fundamental principles of powder metallurgy. [3] *Kiefer, R.* şi *Holop, W.* Sintereisen und sinterstahl. Viena, Springer, 1948. [4] Poroşkovaia metallurgia (trudî naucino tehniceskoie sessii, 1954).

CZ 624.075.23.043

O metodă de calcul al stabilității stîlpului încastrat la o extremitate și cu reazem elastic oarecare la cealaltă extremitate

EUGEN NICOARĂ
Laureat al Premiului de Stat

Se întîlnesc frecvent construcții care pot fi considerate în ultima instanță ca un stîlp încastrat la o extremitate și cu reazem elastic la cealaltă.

Reazemul elastic poate fi realizat printr-o grindă deformabilă sau prin ancorare simetrică (piramidală), în care caz reazemul elastic se consideră perpendicular pe stîlp; uneori poate fi realizat din bare înclinate sau ancoraje unilaterale, cînd acesta are o direcție de acționare oarecare.

Mai este posibil ca în cazul reazemului înclinat, datorită prinderii excentrice, să apară și momente încovoietoare în punctul de fixare.

În aceste scheme statice se încadrează stîlpii pentru liniile de transport al energiei electrice, turnurile și pilonii pentru antene de radio și televiziune, turnurile de extracție, turlele de foraj și producție, turlele instalațiilor de foraj transportabile, stîlpii care au reazemul elastic realizat prin grindă solicitată la încovoiere etc.

În funcție de elasticitatea reazemului, lungimea de flambaj a stîlpului poate varia de la 0,7–2,0 l.

În cele ce urmează se prezintă o metodă expeditivă de calcul al stabilității stîlpilor, încastrați la o extremitate, cu reazem elastic oarecare la cealaltă extremitate.

Se consideră cazul general în care reazemul elastic are o înclinare oarecare și o prindere excentrică între stîlp și reazem.

Pentru cazul general, corespunzător situației critice de flambaj, se scrie ecuația fibrei medii deformate prin integrarea căreia se determină ecuația caracteristică (1). Prin particularizări se obțin ecuația caracteristică sub forma (2), care corespunde unei prinderi în axa stîlpului a reazemului elastic înclinat $(0 = 0)$, precum și ecuația caracteristică (3), corespunzătoare unui reazem perpendicular pe stîlp $(\alpha = 0)$.

Prin rezolvarea ecuației caracteristice se determină parametrul critic, respectiv lungimea de flambaj.

Pentru rezolvarea expeditivă și exactă a ecuației caracteristice în oricare dintre cele trei forme amintite, s-a întocmit tabela 2, care permite determinarea valorii parmetrului critic și deci cunoașterea sarcinii critice.

În vederea eliminării dificultăților care apar la determinarea sarcinii critice, accentuate în cazul flambajului în domeniul plastic, tabela 2 cuprinde și lungimea flambajului $l_f = \mu\, l$, corespunzătoare parametrului critic.

În felul acesta verificarea construcției se face fără a mai fi necesar să se cunoască domeniul elastic sau plastic în care se produce flambajul.

În momentul pierderii stabilității, cînd forma rectilinie instabilă este înlocuită printr-o formă stabilă curbilinie, se dezvoltă în reazemul elastic o reacțiune T, cu o componentă orizontală $H_f = T \cos\alpha$ și componenta verticală $V_f = T \sin\alpha$.

Datorită prinderii excentrice a reazemului elastic apare și un moment încovoietor $M_f = Td \sin\alpha$. Schema încercărilor este redată în figura 1.

Dacă se notează cu c mărimea reacțiunii care ia naștere în legătura elastică la o deplasare unitară, rezultă forța $T = c\,\delta$ în resortul înclinat. Urmărind figura 2, care reprezintă fibra deformată a construcției în situația critică de flambaj, se constată că la o alungire a reazemului elastic cu δ, deplasarea orizontală are expresia $\frac{\delta}{\cos\alpha}$. În conformitate cu cele arătate, componentele acestor solicitări sînt: $H_f = c\,\delta \cos\alpha$; $V_f = c\,\delta \sin\alpha$ și $M_f = c\,\delta\, d \sin\alpha$.

Momentul încovoietor într-o secțiune curentă este:

$$M_x = (P + C\delta \sin\alpha)\, y - c\delta\, x \cos\alpha - c\,\delta\, e \sin\alpha.$$

În acest caz ecuația fibrei medii deformate este:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{1}{EI}\left[(P + c\,\delta \sin\alpha)\, y - c\,\delta\, x \cos\alpha - c\,\delta\, e \sin\alpha\right].$$

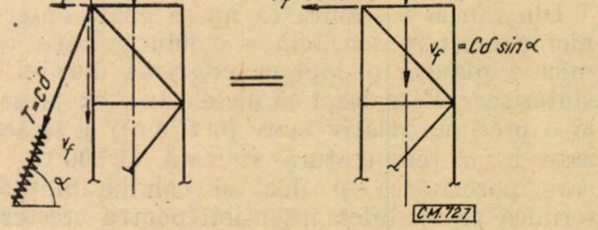

P
e
H_f
$T = C\delta$
V_f
α
P
$H_f = C\delta \cos\alpha$
$M_f = C\delta e \sin\alpha$
$V_f = C\delta \sin\alpha$
CM.727

Fig. 1

Pentru a simplifica rezolvarea ecuației diferențiale se notează: $P_1 = P + c\,\delta \sin\alpha = P + H_f \operatorname{tg}\alpha$.

Valoarea lui H_f este funcție de P și deci: $H_f = uP$, iar $P_1 = P(1 + u \operatorname{tg} \alpha)$. Valorile lui u apar în tabela 1, în funcție de coeficientul de subțirime λ [1].

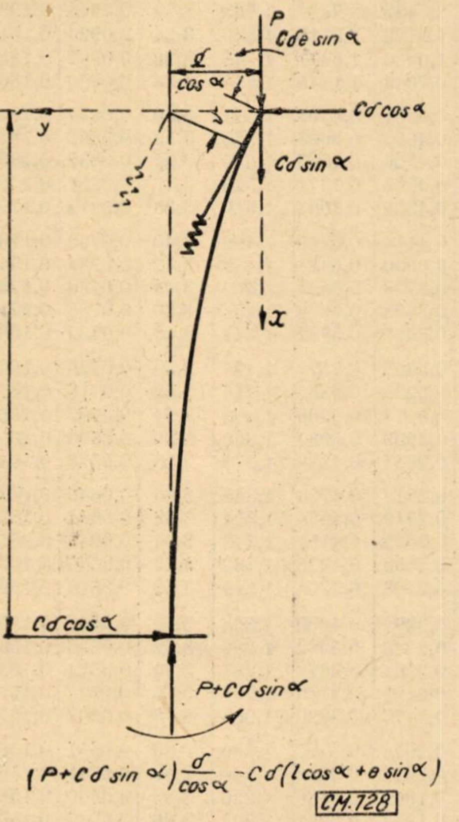


Fig. 2

Tabela 1

λ	80	90	100	110	120	130	140	150
u	0,002	0,004	0,007	0,009	0,016	0,022	0,028	0,033

Dacă se notează $K_1 = \sqrt{\dfrac{P_1}{EI}}$, ecuația diferențială a fibrei medii deformate devine:

$$y'' + K_1^2 y = \frac{c\delta \cos \alpha}{EI} x + \frac{c\,\delta \sin \alpha}{EI} e.$$

Soluția acestei ecuații este:

$$y = A \cos K_1 x + B \sin K_1 x + + \frac{c\,\delta \cos \alpha}{P_1} x + \frac{c\,\delta \sin \alpha}{P_1} e.$$

Ecuația tangentei la fibra medie se obține prin derivare:

$$y' = -K_1 A \sin K_1 x + K_1 B \cos K_1 x + \frac{c\,\delta \cos \alpha}{P_1}.$$

Punînd condițiile de rezemare, se obține: pentru $x = 0$;

$$x = 0\,;\, y = 0\,;\, A = -\frac{c\,\delta \sin \alpha}{P_1} e.$$

Pentru $x = l$, se obține:

$$x = 1\,;\, y' = 0\,;\; B = \frac{-c\,\delta}{P_1 \cos K_1 l}\left(e \sin \alpha \sin K_1 l + + \frac{l \cos \alpha}{K_1 l}\right).$$

În consecință, ecuația fibrei medii deformate este:

$$y = -\frac{c\,\delta\, e \sin \alpha}{P_1} \cos K_1 x - -\frac{c\delta}{P_1 \cos K_1 l}\left(e \sin \alpha \sin K_1 l + \frac{l \cos \alpha}{K_1 l}\right) \sin K_1 x + + \frac{c\,\delta \cos \alpha}{P_1} x + \frac{c\,\delta\, e \sin \alpha}{P_1}.$$

Pentru $x = l$, $y = \dfrac{\delta}{\cos \alpha}$ și ecuația devine:

$$\frac{\delta}{\cos \alpha} = -\frac{c\,\delta\, e \sin \alpha}{P_1} \cos K_1 l - \frac{c\delta}{P_1 \cos K_1 l} \left(e \sin \alpha \sin K_1 l + \frac{l \cos \alpha}{K_1 l}\right) \sin K_1 l + + \frac{c\,\delta\, l \cos \alpha}{P_1} + \frac{c\,\delta\, e \sin \alpha}{P_1}.$$

Reducînd pe δ rezultă:

$$\frac{1}{\cos \alpha} = \frac{c}{P_1}\left(l \cos \alpha + e \sin \alpha - e \sin \alpha \cos K_1 l - - e \sin \alpha \frac{\sin^2 K_1 l}{\cos K_1 l} - \frac{l \cos \alpha}{K_1 l} \operatorname{tg} K_1 l\right).$$

Notînd $K_1 l = v_1$ și $P_1 = \dfrac{v_1^2}{l^2} EI$, se obține:

$$\frac{cl^2 \cos \alpha}{v_1^2 EI}\left(l \cos \alpha \frac{v_1 - \operatorname{tg} v_1}{v_1} + e \sin \alpha \frac{\cos v_1 - 1}{\cos v_1}\right) = 1.$$

Știind că $c = \dfrac{1}{\delta_1 a}$, δ_{1a} fiind deformația reazemului elastic la sarcină unitară pe direcția ancorei, se ajunge la ecuația caracteristică generală:

$$\frac{v_1 - \operatorname{tg} v_1}{v_1^3} + \frac{e}{l} \operatorname{tg} \alpha \frac{\cos v_1 - 1}{v_1^2 \cos v_1} = \frac{EI\,\delta_{1a}}{l^3 \cos^2 \alpha}, \qquad (1)$$

În cazul în care excentricitatea $e = 0$, ecuația caracteristică devine:

$$\frac{v_1 - tg\, v_1}{v_1^3} = \frac{EI\,\delta_{1a}}{l^3 \cos^2 \alpha}. \qquad (2)$$

În ecuaţia generală (1), dacă $\alpha = 0$ (reazem elastic orizontal), $v_1 = v$, iar ecuaţia caracteristică are forma cunoscută :

$$\frac{v - \operatorname{tg} v}{v^3} = \frac{EI\,\delta_{1a}}{l^3}. \qquad (3)$$

Formulele (2) şi (3) sînt cazuri particulare ale ecuaţiei (1).

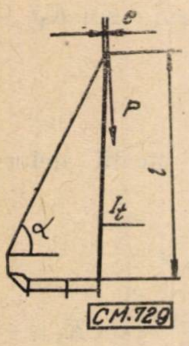


Fig. 3

Ecuaţia caracteristică se rezolvă prin încercări cu ajutorul tabelei 2 care permite determinarea atît a parametrului critic v_1, cît şi a lungimii de flambaj.

Parametrul v_1, o dată determinat, trebuie să se obţină parametrul v, care caracterizează lungimea reală de flambaj a construcţiei (sarcina critică efectivă P, diferită de P_1).

Şiind că $v_1 = l\sqrt{\frac{P_1}{EI}}$ şi $v = l\sqrt{\frac{P}{EI}}$, iar relaţia de legătură fiind :

$$\frac{v_1}{v} = \sqrt{\frac{P_1}{P}} = \sqrt{1 + u \operatorname{tg} \alpha}, \text{ rezultă :}$$

$$v = \frac{v_1}{\sqrt{1 + u \operatorname{tg} \alpha}}.$$

Pentru construcţii portante ($\lambda \leqslant 110$) se poate lua pentru u, în mod acoperitor, valoarea $u = \frac{1}{100}$; în acest caz : $\sqrt{1 + u \operatorname{tg} \alpha} = \sqrt{1 + 0{,}01 \operatorname{tg} \alpha}$.

În tabela 2 s-au calculat valorile pentru expresiile $\frac{v - \operatorname{tg} v}{v^3}$ şi $\frac{\cos v - 1}{v^2 \cos v}$, pentru valori ale lui v cuprinse între $v = \frac{\pi}{2}$, corespunzător stîlpului liber la partea superioară ($c = 0$, respectiv $\delta = \infty$), şi $v = 4{,}493$, corespunzător stîlpului articulat la partea superioară ($c = \infty$, respectiv $\delta_{1a} = 0$). De asemenea, tabela conţine şi valoarea lui μ pentru determinarea directă a lungimii de flambaj $l_f = \mu l$.

Analizînd ecuaţia caracteristică se constată că termenul liber, şi anume $\frac{EI\,\delta}{l^3 \cos^2 \alpha}$, cuprinde expresia δ, a cărei valoare este cunoscută de la calculul de rezistenţă. În această expresie s-au luat în considerare toate sursele de deformaţii ca deformaţia reazemului prin alungire; variaţia distanţei dintre extremităţile cablului prin modificarea curburii acestuia sub sarcină, în cazul ancorelor unilaterale; elasticitatea punctului inferior de legare a cablului (şasiul remorcii în cazul instalaţiilor transportabile).

Tabela 2

v	$\frac{v-\operatorname{tg} v}{v^3}$	$\frac{\cos v-1}{v^2 \cos v}$	u	v	$\frac{v-\operatorname{tg} v}{v^3}$	$\frac{\cos v-1}{v^2 \cos v}$	μ
π/2	∞	∞	2,006	3,20	0,0959	0,1955	0,982
1,60	8,7482	13,7682	1,963	3,22	0,0943	0,1934	0,976
1,70	1,9126	3,0316	1,848	3,24	0,0924	0,1910	0,970
1,80	1,0436	1,6671	1,745	3,26	0,0907	0,1888	0,964
1,90	0,7044	1,1345	1,653	3,28	0,0890	0,1868	0,958
2,00	0,5231	0,8508	1,571	3,30	0,0874	0,1848	0,952
2,02	0,4968	0,8095	1,555	3,32	0,0858	0,1829	0,946
2,04	0,4726	0,7567	1,540	3,34	0,0832	0,1800	0,941
2,06	0,4505	0,7371	1,525	3,36	0,0827	0,1793	0,935
2,08	0,4302	0,7053	1,510	3,38	0,0812	0,1776	0,929
2.10	0,4114	0,6759	1,496	3,40	0,0798	0,1760	0,924
2,12	0,3940	0,6488	1,482	3,42	0,0784	0,1744	0,919
2,14	0,3778	0,6332	1,468	3,44	0,0769	0,1720	0,913
2,16	0,3628	0,6000	1,454	3,46	0,0756	0,1715	0,908
2,18	0,3488	0,5782	1,441	3,48	0,0732	0,1691	0,903
2,20	0,3356	0,5577	1,428	3,50	0,0729	0,1687	0,898
2,22	0,3233	0,5385	1,415	3,52	0,0716	0,1675	0,892
2,24	0,3118	0,5206	1,403	3,54	0,0703	0,1664	0,887
2,26	0,3009	0,5037	1,090	3,56	0,0690	0,1652	0,882
2,28	0,2907	0,4878	1,378	3,58	0,0678	0,1642	0,878
2,30	0,2810	0,4728	1,365	3,60	0,0666	0,1632	0,873
2,32	0,2719	0,4586	1,354	3,62	0,0654	0,1623	0,868
2,34	0,2632	0,4452	1,343	3,64	0,0642	0,0614	0,863
2,36	0,2550	0,4325	1,332	3,66	0,0630	0,1606	0,858
2,38	0,2473	0,4205	1,319	3,68	0,0619	0,1599	0,854
2,40	0,2399	0,4090	1,308	3,70	0,0607	0,1592	0,849
2,42	0,2328	0,3982	1,298	3,72	0,0596	0,1585	0,845
2,44	0,2261	0,3878	1,287	3,74	0,0584	0,1580	8,840
2,46	0,2197	0,3780	1,276	3,76	0,0573	0,1575	0,836
2,48	0,2170	0,3720	1,266	3,78	0,0562	0,1571	0,831
2,50	0,2078	0,3597	1,256	3,80	0,0551	0,1568	0,827
2,52	0,2022	0,3512	1,246	3,82	0,0541	0,1565	0,822
2,54	0,1969	0,3430	1,236	3,84	0,0530	0,1564	0,818
2,56	0,1918	0,3352	1,227	3,86	0,0519	0,1563	8,814
2,58	0,1869	9,3277	1,217	3,88	0,0508	0,1562	0,810
2,60	0,1822	0,3206	1,208	3,90	0,0498	0,1563	0,806
2,62	0,1776	0,3137	1,199	3,92	0,0487	0,1565	0,806
2,64	0,1773	0,3071	1,189	3,94	0,0476	0,1567	0,797
2,66	0,1691	0,3008	1,180	3,96	0,0466	0,1571	0,793
2,68	0,1631	0,2927	1,172	3,98	0,0455	0,1575	0,789
2,70	0,1612	0,2889	1,163	4,00	0,0444	0,1581	0,785
2,72	0,1908	0,3166	1,155	4,02	0,0433	0,1588	0,781
2,74	0,1538	0,2818	1,146	4,04	0,0422	0,1596	0,778
2,76	0,1304	0,2611	1,138	4,06	0,0411	0,1606	0,774
2,78	0,1470	0,2677	1,129	4,08	0,0400	0,1617	0,770
2,80	0,1408	0,2629	1,121	4,10	0,0388	0,1630	0,766
2,82	0,1406	0,2583	1,113	4,12	0,0377	0,1644	0,763
2,84	0,1376	0,2538	1,106	4,14	0,0365	0,1660	0,759
2,86	0,1346	0,2495	1,098	4,16	0,0352	0,1679	0,755
2,88	0,1318	0,2454	1,090	4,18	0,0340	0,1700	0,752
2,90	0,1290	0,2414	1,083	4,20	0,0327	0,1723	0,748
2,92	0,1263	0,2375	1,076	4,22	0,0313	0,1749	0,744
2,94	0,1237	0,2358	1,068	4,24	0,0300	0,1779	0,741
2,96	0,1212	0,2302	1,061	4,26	0,0283	0,1810	0,737
2,98	0,1188	0,2267	1,054	4,28	0,0270	0,1849	0,734
3,00	0,1164	0,2233	1,047	4,30	0,0253	0,1890	0,731
3,02	0,1141	0,2201	1,040	4,32	0,0236	0,1937	0,727
3,04	0,1118	0,2161	1,033	4,34	0,0218	0,1990	0,724
3,06	0,1096	0,2139	1,026	4,36	0,0198	0,2050	0,721
3,08	0,1076	0,2111	1,019	4,38	0,0176	0,2118	0,717
3,10	0,1055	0,2082	1,013	4,40	0,0153	0,2197	0,714
3,12	0,1034	0,2055	1,007	4,42	0,0127	0,2287	0,711
3,14	0,1015	0,2028	1,001	4,44	0,0098	0,2393	0,708
3,16	0,0996	0,2003	0,994	4,46	0,0066	0,2516	0,704
3,18	0,0977	0,1978	0,998	4,48	0,0028	0,2662	0,701
				4,49			0,699

Dacă se amplifică ambele părți ale ecuației cu factorul 3, se obține expresia:

$$3\left[\frac{v_1 - \operatorname{tg} v_1}{v_1^3} + \frac{e}{l}\operatorname{tg}\alpha\,\frac{\cos v_1 - 1}{v_1^2 \cos v_1}\right] = \frac{3\,EI}{l^3}\,\frac{\delta}{\cos^2\alpha}. \quad (4)$$

Sub această formă termenul $\frac{3\,EI}{l^3}\cdot\frac{\delta}{\cos^2\alpha}$ are o semnificație fizică. Factorul $\frac{\delta}{\cos^2\alpha}$ reprezintă alungirea reazemului, produsă de sarcina unitară orizontală la nivelul reazemului elastic și care se notează cu δ^H; factorul $\frac{3\,EI}{l^3} = \frac{1}{\delta_c}$, unde δ_c este săgeata construcției portante produsă tot de sarcina unitară orizontală la același nivel. Cu aceste notații, ecuația caracteristică devine:

$$3\left[\frac{v_1 - \operatorname{tg} v_1}{v_1^3} + \frac{e}{l}\operatorname{tg}\alpha\,\frac{\cos v_1 - 1}{v_1^2 \cos v_1}\right] = \frac{\delta^H}{\delta_c},$$

adică partea transcendentă a ecuației este egală cu raportul dintre deformația produsă de sarcina unitară orizontală asupra reazemului elastic și asupra stîlpului.

Un exemplu de calcul va permite materializarea considerațiilor făcute. La calculul de rezistență al turlei instalației de foraj T 50, ancorată numai de remorca instalației, a rezultat pentru nivelul superior de ancoraj valoarea $EI\ \delta = 409$ m³.

Această valoare are ca elemente componente deformațiile produse de alungirea cablului, datorită modificării curburii cablului sub sarcină și elasticității șasiului, exprimate în tone și metri, și unde I este momentul de inerție al turlei.

Ecuația caracteristică este:

$$\frac{v_1 - \operatorname{tg} v_1}{v_1^2} + \frac{e}{l}\operatorname{tg}\alpha\,\frac{\cos v_1 - 1}{v_1^2 \cos v_1} = \frac{EI_t\,\delta_{1a}}{l^3 \cos^2\alpha},$$

în care: $EI\ \delta = 409$ m³; $\cos\alpha = 0{,}361$; $\operatorname{tg}\alpha = 2{,}60$; $l = 30{,}8$ m; $e = 0{,}5$ m.

Cu aceste valori se obține:

$$\frac{e}{l}\operatorname{tg}\alpha = \frac{0{,}5}{30{,}8}\,2{,}6 = 0{,}042\ \frac{EI\,\delta}{l^3\cos\alpha} =$$

$$= \frac{409}{30{,}8^3 \times 0{,}361^2} = 0{,}1072.$$

Ecuația este satisfăcută pentru $v_1 = 3{,}16$, pentru care rezultă:

$$0{,}0996 + 0{,}042 \times 0{,}2003 = 0{,}1080 \simeq 0{,}1072,$$

iar $v = \frac{v_1}{\sqrt{1 + 0{,}01\operatorname{tg}\alpha}} = \frac{3{,}16}{\sqrt{1 + 0{,}026}} = 3{,}10$, pentru care se obține $l_f = 1{,}013\ l$, cu care valoare se verifică construcția.

În concluzie, metoda de calcul expusă se poate aplica pilonilor sau grinzilor încastrate la o extremitate și cu reazem elastic la cealaltă, avînd o direcție oarecare și un punct de aplicație excentric.

Ecuația caracteristică (1) este generală și corespunde pentru reazemul elastic caracterizat prin unghiul de înclinare α și cu excentricitatea punctului de aplicație e față de axa barei.

Reazemul elastic, în acest caz, este realizat din bare înclinate, ancoraje unilaterale oblice etc. Prin particularizare se obțin ecuațiile caracteristice pentru:

– reazem elastic înclinat cu punct de aplicare centric ($e = 0$), la care corespunde ecuația caracteristică (2);

– reazem elastic perpendicular pe stîlp ($\alpha = 0$), la care corespunde ecuația caracteristică (6).

Cu ajutorul tabelei 2 este posibilă determinarea directă a lungimii de flambaj, verificarea construcției la stabilitate putînd fi realizată prin metoda curentă. Tot prin intermediul acestei tabele se determină parametrul critic v și sarcina critică $P_{cr} = \frac{v^2\,EI}{l^2}$ (valabilă pentru domeniul elastic).

Metoda de calcul prezentată elimină munca laborioasă pentru rezolvarea ecuației critice. Exactitatea rezultatelor îmbinată cu rapiditatea calculului permite studierea mai multor variante în vederea alegerii soluției corespunzătoare.

Prokofiev, I. P. Statica construcțiilor, vol. III. București, OPED–CFR, 1951 (traducere din limba rusă).

CZ 621.512.01

Influența turației și a raportului de compresiune asupra randamentului volumetric la compresoarele cu o singură treaptă de comprimare

ERMINA RĂDULESCU și RODICA MANIȚIU

Unul dintre cei mai importanți parametri care influențează performanțele compresorului este gradul sau coeficientul de umplere care reprezintă raportul dintre debitul, în greutate, aspirat de compresor în condiții reale și cel calculat pentru condițiile proceselor ideale.

Un grad de umplere ridicat atrage după sine obținerea unor puteri și greutăți specifice reduse, aceste mărimi constituind indicii tehnico-economici importanți ai compresoarelor.

Pentru a se putea aprecia valorile acestor indici, atinse pînă în prezent de diferite tipuri de compresoare cu piston cu o singură treaptă de comprimare, se prezintă în tabela 1 o serie de date sistematizate.

În vederea alegerii valorilor optime pentru parametrii funcționali ai compresoarelor, raport de compresiune și turație, în scopul obținerii unui grad de umplere ridicat, s-a căutat să se exprime această mărime ca o funcție de două variabile: raportul de compresiune σ și turația n.

Pentru aceasta, se consideră gradul de umplere global format din produsul a patru coeficienți, fiecare reprezentînd influența unui anumit factor care intervine în procesul real de umplere, deosebindu-l de cel ideal:

$$\lambda = \lambda_t \, \lambda_d \, \lambda_T \, \lambda_s , \qquad (1)$$

în care:

λ_t este gradul de umplere teoretic, reprezentînd coeficientul de scădere a debitului datorită efectului spațiului mort:

λ_d — coeficientul de micșorare a debitului datorită reducerii presiunii din cilindru în cursul aspirației;

λ_T — coeficientul de scădere a debitului ca urmare a încălzirii aerului în cursul aspirației;

λ_s — coeficientul de scădere a debitului datorită neetanșeităților.

În continuare, au fost determinate expresiile fiecărui coeficient, fie pe cale teoretică, pornind de la definiții, fie pe cale experimentală.

Tabela 1

Fabricația	Tipul	Caracteristici funcționale				Caracteristici constructive				Indici comparativi		
		debit	pres. ref.	turație	putere	alezaj	cursă	cilindree	greutate	grad de umplere	putere specif.	greut. specif.
		Q	p	n	P	D	s	V	G	λ	P_v	G_v
		l/min	kgf/cm²	rot/min	cp	mm	mm	dm³	kgf		cp min/m³	kgf min/l
Austria-Strager	VE O	70	9	1 370	0,91	60	36	0,102	20	0,51	13,1	0,28
R.P.R. – T.N.	2C105	95	6	1 440	1,90	44	48	0,146	28	0,48	20,0	0,29
R.P.R. – T.N.	C200	190	8	1 460	2,45	60	40	0,226	23	0,59	12,9	0,12
Austria – Strager	VZ O	210	9	1 400	3,40	60	45	0,255	45	0,59	16,2	0,214
Anglia – Westinghouse	W38 Pt	240	6	1 300	—	75	40	0,353	—	0,53	—	—
R.P.R. – T.N.	K5645	240	10	1 000	3,81	68	75	0,545	45	0,45	15,9	0,17
Austria – Strager	VZOS	290	9	1 400	4,36	70	45	0,347	60	0,60	15	0,21
R.F.G. – Flottmann	RB7OE	6 000	6	1 180	54	145	110	7,800	—	0,70	9	—
Austria – Strager	VG – 055	4 000	6	1 500	42	130	100	4,000	—	0,67	10,5	—
Austria – Strager	VG – 06	5 800	6	1 500	61	155	100	5,67	—	0,68	10,5	—
Austria – Strager	VG – 04	7 200	6	1 500	76	175	100	7,20	—	0,67	10,5	—
Suedia – Calmo	S 6	1 500	7	950	14	125	90	2,21	215	0,72	9,3	0,143
Suedia – Calmo	S 7	2 200	7	950	21	125	90	3,32	245	0,70	9,5	0,111
Suedia – Calmo	S 8	2 300	7	1 050	28	125	90	4,42	330	0,78	8,5	0,100
Austria – Jembach	JW 20 K	2 200	6	1 500	20	135	140	2	—	0,73	9,3	—

În figura 1 au fost reprezentate ciclul ideal de funcționare a compresorului $a-b-c-d$ și ciclul real $1-2-3-4$.

În cadrul ciclului ideal se admite existența spațiului mort, fără a considera însă destinderea gazului în spațiul mort și pierderile de presiune în supapele de admisiune și refulare.

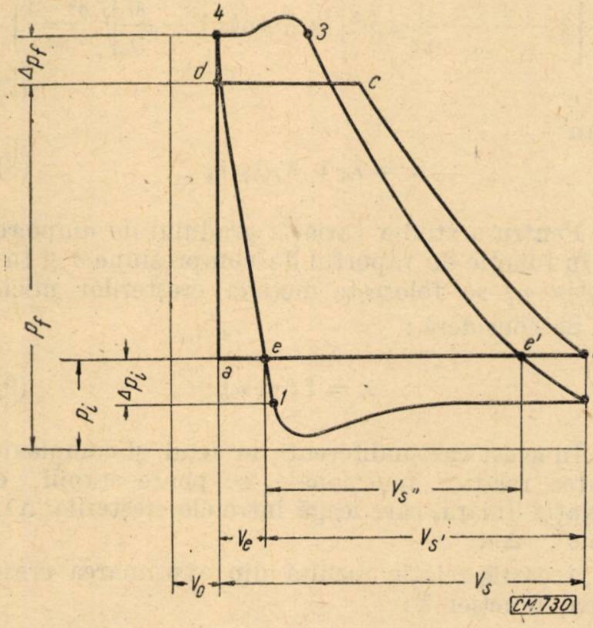


Fig. 1.

Pentru determinarea gradului de umplere teoretic se consideră că destinderea gazului în spațiul mort se face după politropa $4-e$ și că există pierderile de presiune Δp_f în supapele de refulare.

Pornind de la definiție se poate scrie:

$$\lambda_t = \frac{V_s'}{V_s} = \frac{V_s - V_s + V_s'}{V_s} = 1 - \frac{V_0}{V_s}\,\frac{V_s - V_s'}{V_0} =$$

$$= 1 - \rho\frac{V_e}{V_0};$$

sau:

$$\lambda_t = 1 - \rho\frac{V_e + V_0 - V_0}{V_0} = 1 - \rho\left(\frac{V_e + V_0}{V_0} - 1\right).$$

Din ecuația politropică $1-4$ rezultă:

$$\frac{V_e + V_0}{V_0} = \left(\frac{p_i}{p_f + \Delta p_f}\right)^m = \left(\frac{p_f + \Delta p_f}{p_i}\right)^{1/m}.$$

Notînd raportul de compresiune, exprimat în presiuni, cu $\sigma = \frac{p_f}{p_i}$, ecuația gradului de umplere teoretic devine:

$$\lambda_t = 1 - \rho\left[\left(\sigma + \frac{\Delta p_f}{p_i}\right)^{1/m} - 1\right].$$

Dezvoltînd expresia din paranteză și păstrînd numai primii doi termeni ai seriei, se obține:

$$\lambda_t = 1 - \rho\left[\sigma^{1/m}\left(1 + \frac{1}{m}\,\frac{1}{\sigma}\,\frac{\Delta p_f}{p_i}\right) - 1\right],$$

$$\text{în care } p_i = \frac{p_f}{\sigma}$$

$$\text{și deci: } \lambda_t = 1 - \rho\left[\sigma^{1/m}\left(1 + \frac{1}{m}\,\frac{\Delta p_f}{p_f}\right) - 1\right]. \qquad (2)$$

La trecerea aerului prin supapele de aspirație apare o cădere de presiune Δp_i. Ținînd seamă de micșorarea presiunii în cilindru, compresiunea reală are loc după politropa $2-3$.

Volumul de gaz ce ar putea fi aspirat la presiunea inițială p_i, în procesul real, este $V_s'' < V_s'$.

Coeficientul ce exprimă acest efect este:

$$\lambda_d = \frac{V_s''}{V_s'} = \frac{V_s' - V_s' + V_s''}{V_s'} = 1 - \frac{V_s}{V_s'}\cdot\frac{V_s' - V_s''}{V_s} =$$

$$= 1 - \frac{1}{\lambda_t}\cdot\frac{V_s' - V_s''}{V_s} = 1 - \frac{1}{\lambda_t}\cdot\frac{V_2 - V_e'}{\frac{(V_0 + V_s)V_s}{V_0 + V_s}} =$$

$$= 1 - \frac{1}{\lambda_t}\cdot\frac{V_2 - V_e'}{\frac{V_0 + V_s}{1 + \rho}} = 1 - \frac{1 + \rho}{\lambda_t}\left(1 - \frac{V_e'}{V_2}\right).$$

Considerînd porțiunea $e'-2$, se obține:

$$\frac{V_e'}{V_2} = \left(\frac{p_i - \Delta p_i}{p_i}\right)^{1/m'} = \left(1 - \frac{\Delta p_i}{p_i}\right)^{1/m}, \text{ și deci:}$$

$$\lambda_d = 1 - \frac{1 + \rho}{\lambda_t}\cdot\left(\frac{\Delta p_i}{p_i}\right)^{1/m'}.$$

Dezvoltînd, se obține:

$$\lambda_d = 1 - \frac{1 + \rho}{\lambda_t}\,\frac{1}{m'}\,\frac{\Delta p_i}{p_i}. \qquad (3)$$

Scăderea debitului compresorului se datorește și încălzirii aerului în cursul aspirației de la suprafețele fierbinți ale supapelor de admisiune și ale cilindrului.

Cum în cilindru se găsește aer destins în spațiul mort, cu o temperatură mai ridicată, rezultă un amestec cu o temperatură intermediară mai înaltă decît aceea a aerului aspirat.

Coeficientul care ține seamă de efectul temperaturii este λ_T, pentru care, pe cale experimentală, s-a stabilit o variație liniară cu raportul de compresiune σ, de forma:

$$\lambda_T = a + b\sigma. \qquad (4)$$

Pentru diferite cazuri, în literatura de specialitate, se recomandă :

$\lambda_T = 1 - 0{,}025\ (\sigma - 1)$, pentru $\sigma > 5$ și
$\lambda_T = 1 - 0{,}01\ (\sigma - 1)$, pentru $\sigma < 5$.

Prezența neetanșeităților sau posibilitatea apariției lor la compresoare nou proiectate se ia în considerare cu ajutorul unui coeficient de scădere a debitului, λ_s avînd valorile uzuale cuprinse între 0,96 și 0,98.

Pierderile care au loc în cursul funcționării normale sînt datorite etanșeității necorespunzătoare a pistonului, a segmenților, a supapelor de aspirație și de refulare.

Aceste pierderi sînt funcție de raportul de compresiune și de turație. O serie de cercetări experimentale au arătat că această dependență se poate pune, cu suficientă aproximație, sub forma :

$$\lambda_s = 1 - \frac{M}{D_p} \cdot \sqrt{\frac{\sigma^2 - 1}{n}}, \tag{5}$$

în care :

M = 0,41 reprezintă un coeficient experimental ;
D_s — diametrul pistonului, m ;
n — turația compresorului.

Înlocuind expresiile randamentelor volumetrice parțiale λ_t, λ_d, λ_T, λ_s în formula randamentului global (1) se obține :

$$\lambda = \frac{p_i}{p_0}\left\{1 - \rho\left[\sigma^{1/m}\left(1 + \frac{1}{m}\cdot\frac{\Delta p_f}{p_f}\right) - 1\right]\right\}\cdot$$
$$\cdot\left[1 - \frac{1+\rho}{\lambda_t}\cdot\frac{1}{m'}\cdot\frac{\Delta p_i}{p_i}\right]\cdot(a + b\sigma)\cdot\left[1 - \frac{M}{D_p}\cdot\sqrt{\frac{\sigma^2 - 1}{n^3}}\right]. \tag{6}$$

În această relație s-a luat în considerare prin raportul $\frac{p_i}{p_0} = \lambda_0$ și efectul pierderilor de presiune în sistemul de aspirație.

În expresia obținută se pot considera pierderile de presiune ca fiind proporționale cu presiunile respective : $\Delta p_0 = \beta_0 p_0$ și deci $p_i = p_0 - \Delta p_0 = (1 - \beta_0)\, p_0$; $\Delta p_i = \beta_i p_i$; $\Delta p_f = \beta_f p_f$.

Coeficienții de proporționalitate β sînt funcții parabolice de turație, fiind proporționali cu vitezele de scurgere care variază proporțional cu pătratul turației. În consecință, pot fi puși sub forma :

$$\beta_0 = k_0 n^2,\ \ \beta_i = k_i n^2,\ \ \beta_f = k_f n^2.$$

Valorile uzuale ale coeficienților β sînt următoarele : $\beta_0 = 0{,}002 \div 0{,}005$; $\beta_i = 0{,}05 \div 0{,}1$; $\beta_f = 0{,}03 \div 0{,}08$.

Cu aceste considerații expresia gradului de umplere global devine :

$$\lambda = (1 - k_0 n^2)\left\{1 - \rho\left[\sigma^{1/m}\left(1 + \frac{1}{m} k_f n^2\right) - 1\right]\right\}\cdot$$
$$\cdot\left[1 - \frac{1+\rho}{\lambda_t}\frac{1}{m'} k_i n^2\right](a + b\sigma)\left(1 - \frac{M}{D_p}\sqrt{\frac{\sigma^2 - 1}{n^2}}\right) \tag{7}$$

sau

$$\lambda = \lambda_0\, \lambda_t\, \lambda_d\, \lambda_T\, \lambda_s\, . \tag{8}$$

Pentru a studia variația gradului de umplere λ în funcție de raportul de compresiune σ și turația n, se folosește metoda creșterilor mici.

Se consideră :

$$\lambda = \mathrm{f}\,(\sigma, n). \tag{9}$$

În acest caz, indiferent de felul și complexitatea relației funcționale, se poate stabili o relație liniară, care leagă între ele creșterile $\Delta\lambda$, $\Delta\sigma$, Δn.

Această relație rezultă din exprimarea creșterii funcției λ :

$$\Delta\lambda = \frac{\partial\lambda}{\partial\sigma}\,\Delta\sigma + \frac{\partial\lambda}{\partial n}\,\Delta n, \tag{10}$$

în care $\frac{\partial\lambda}{\partial\sigma}$ și $\frac{\partial\lambda}{\partial n}$ depind, la rîndul lor, de cei doi parametri σ și n. Variația respectivă se studiază separat, alegînd un regim de referință.

Pentru simplificarea calculului se logaritmează relația (8) :

$$\ln\lambda = \ln\lambda_0 + \ln\lambda_t + \ln\lambda_d + \ln\lambda_T + \ln\lambda_s. \tag{11}$$

Diferențiind relația (11) se obține :

$$\frac{\mathrm{d}\lambda}{\lambda} = \frac{\mathrm{d}\lambda_0}{\lambda_0} + \frac{\mathrm{d}\lambda_t}{\lambda_t} + \frac{\mathrm{d}\lambda_d}{\lambda_d} + \frac{\mathrm{d}_T}{\lambda_T} + \frac{\mathrm{d}\lambda_s}{\lambda_c}. \tag{12}$$

Deoarece fiecare termen al expresiei (12) reprezintă diferențiala totală a unei funcții de mai multe variabile se poate scrie :

$$\mathrm{d}\lambda_0 = \frac{\partial\lambda_0}{\partial\sigma}\,\mathrm{d}\sigma + \frac{\partial\lambda_0}{\delta n}\,\mathrm{d}n\,; \tag{13}$$

$$\mathrm{d}\lambda_t = \frac{\partial\lambda_t}{\partial\sigma}\,\mathrm{d}\sigma + \frac{\partial\lambda_t}{\delta n}\,\mathrm{d}n\,; \tag{14}$$

$$\mathrm{d}\lambda_d = \frac{\partial\lambda_d}{\partial n}\,\mathrm{d}n + \frac{\partial\lambda_d}{\partial\lambda_t}\,\mathrm{d}\lambda_t\,; \tag{15}$$

$$\mathrm{d}\lambda_T = \frac{\partial\lambda_T}{\partial\sigma}\,\mathrm{d}\sigma\,; \tag{16}$$

$$\mathrm{d}\lambda_s = \frac{\partial\lambda_s}{\partial\sigma}\,\mathrm{d}\sigma + \frac{\partial\lambda_s}{\partial n}\,\mathrm{d}n. \tag{17}$$

Introducînd expresiile coeficienţilor λ_0, λ_t, λ_d, λ_T, λ_s în ecuaţiile (13) – (17) şi efectuînd derivatele se obţine:

$$\mathrm{d}\lambda_0 = -2\,k_0\,n\mathrm{d}n\,; \tag{18}$$

$$\mathrm{d}\lambda_t = -\rho\frac{1}{m}\sigma^{1/m-1}\left(1+\frac{1}{m}k_f n^2\right)\mathrm{d}\sigma - 2\rho\frac{1}{m}k_f\cdot \cdot\sigma^{1/m}n\mathrm{d}n\,; \tag{19}$$

$$\mathrm{d}\lambda_d = -2\frac{1+\rho}{\lambda_t}\cdot\frac{1}{m'}\cdot k_i n\,\mathrm{d}n + \frac{1+\rho}{\lambda_t^2}\cdot\frac{1}{m'}k_i n^2\,\mathrm{d}\lambda_t\,; \tag{20}$$

$$\mathrm{d}\lambda_T = b\mathrm{d}\,\sigma\,; \tag{21}$$

$$\mathrm{d}\lambda_s = \frac{-M\sigma}{nD_p\sqrt{\sigma^2-1}}\mathrm{d}\sigma + \frac{M\sqrt{\sigma^2-1}}{n^2D_p}\mathrm{d}n\,; \tag{22}$$

$$\frac{\mathrm{d}\lambda_0}{\lambda_0} = \frac{-2k_0n^2}{1-k_0n^2}\cdot\frac{\mathrm{d}n}{n} = B_0\frac{\mathrm{d}n}{n}\,; \tag{23}$$

$$\frac{\mathrm{d}\lambda_t}{\lambda_t} = \frac{-\left(1+\frac{1}{m}k_f n^2\right)\frac{\rho}{m}\sigma^{1/m}}{1-\rho\left[\sigma^{1/m}\left(1+\frac{1}{m}k_f n^2\right)-1\right]}\frac{\mathrm{d}\sigma}{\sigma} - \frac{2\rho\sigma^{1/m}\frac{1}{m}k_f n^2}{1-\rho\left[\sigma^{1/m}\left(1+\frac{1}{m}k_f n^2\right)-1\right]}\cdot\frac{\mathrm{d}n}{n} = A_1\frac{\mathrm{d}\sigma}{\sigma} + B_1\frac{d_n}{n}\,; \tag{24}$$

$$\frac{\mathrm{d}\lambda_d}{\lambda_d} = \frac{-\frac{1+\rho}{\lambda_t}\cdot\frac{2}{m'}k_i n^2}{1-\frac{1+\rho}{\lambda_t}\cdot\frac{1}{m'}k_i n^2}\cdot\frac{d_n}{n} + \frac{\frac{1+\rho}{\lambda_t}\cdot\frac{1}{m'}\cdot k_i n^2}{1-\frac{1+\rho}{\lambda_t}\cdot\frac{1}{m'}k_i n^2}\cdot \cdot\frac{\mathrm{d}\lambda_t}{\lambda_t} = B_2\cdot\frac{\mathrm{d}_n}{n} + C_2\cdot\frac{\mathrm{d}\lambda_t}{\lambda_t}\,; \tag{25}$$

În aceste condiţii relaţia (12) devine:

$$\frac{\mathrm{d}\lambda}{\lambda} = (A_1 + A_3 + A_4)\frac{\mathrm{d}\sigma}{\sigma} + (B_0 + B_1 + B_2 + B_4)\frac{\mathrm{d}_n}{n} + C_2\frac{\mathrm{d}\lambda_t}{\lambda_t}. \tag{28}$$

Dar $\mathrm{d}\lambda \approx \Delta\lambda$, cînd se neglijează infiniţii mici de ordin superior.

De asemenea: $\mathrm{d}\sigma \approx \Delta\sigma$; $\mathrm{d}\lambda_t \approx \Delta\lambda_t$; $\mathrm{d}_n \approx \Delta n$.

Relaţia (28) arată legătura care există între variaţia procentuală a gradului de umplere λ şi a parametrilor respectivi, raportul de compresiune şi turaţia.

Exprimarea variaţiei gradului de umplere global în funcţie de variaţia gradului de umplere teoretic indică ponderea cu care gradul de umplere teoretic influenţează asupra celui global.

Pentru examinarea acestor dependenţe, coeficienţii A_i, B_i, C_i trebuie exprimaţi numeric. Aceasta se realizează considerînd parametrii unui regim de referinţă care se alege de obicei ca fiind regimul nominal de funcţionare a compresorului.

Deoarece încercările experimentale care au permis stabilirea de date comparative pentru studiul variaţiei randamentului volumetric global au fost efectuate pe compresoarele tip LL–50 a, de fabricaţie Flottmann, tip Westinghouse şi tip C200, fabricat în uzinele „Timpuri noi", s-a ales ca regim de referinţă regimul nominal de funcţionare a compresorului LL–50 a:

$n = 1150$ rot/min; $\sigma = 9$; $\rho = 0{,}0503$; $m = 1{,}25$; $m' = 1{,}3$; $M = 0{,}41$; $a = 1{,}025$; $b = -0{,}025$;

$$k_0\frac{\beta_0}{n^2} = 3{,}10^{-9};\; k_i = \frac{\beta_i}{n^2} = 75\cdot10^{-9};$$

$$k_f = \frac{\beta_f}{n^2} = 45.10^{-9}.$$

Cu aceste valori s-au calculat coeficienţii A_i, B_i, C_i, pentru diverse valori ale lui σ, n şi λ_t în tabelele 2, 3 şi 4.

Tabela 2

σ	4	5	6	7	8	9
A_1	−0,1314	−0,1610	−0,1910	−0,2223	−0,2620	−0,2871
A_3	−0,108	−0,139	−0,171	−0,206	−0,242	−0,281
A_4	−0,01025	−0,0127	−0,0152	−0,0177	−0,0202	−0,0228

$$\frac{\mathrm{d}\lambda_T}{\lambda_T} - \frac{b\sigma}{a+b\sigma}\cdot\frac{\mathrm{d}\sigma}{\sigma} = A_3\frac{\mathrm{d}\sigma}{\sigma}\,; \tag{26}$$

$$\frac{\mathrm{d}\lambda_s}{\lambda_s} = \frac{-\frac{M\sigma^2}{nD_p\sqrt{\sigma^2-1}}}{1-\frac{M\sqrt{\sigma^2-1}}{nD_p}}\cdot\frac{\mathrm{d}\sigma}{\sigma} + \frac{\frac{M\sqrt{\sigma^2-1}}{nD_p}}{1-\frac{M\sqrt{\sigma^2-1}}{nD_p}}\cdot\frac{\mathrm{d}_n}{n} = A_4\frac{\mathrm{d}\sigma}{\sigma} + B_4\frac{\mathrm{d}_n}{n}\cdot \tag{27}$$

Tabela 3

n rot/min	500	1 000	1 500	2 000
B_0	$-1{,}5.10^{-3}$	$-0{,}6.10^{-3}$	$-0{,}135.10^{-3}$	$-0{,}024.10^{-3}$
B_1	$-6{,}57.10^{-3}$	$-26{,}6.10^{-3}$	$-60{,}5.10^{-3}$	-110.10^{-3}
B_2	−0,0384	−0,1631	−0,4230	−0,864
B_4	0,102	0,034	0,017	0,0145

Tabela 4

λ_t	0,766	0,790	0,816	0,842	0,869	0,898
C_2	0,1210	0,1165	0,1130	0,1088	0,1052	0,0917

Interpretînd relaţia (28) se pot trage următoarele concluzii :

La o creştere procentuală de 1% a raportului de compresiune, în condiţiile unei turaţii constante, ceea ce conduce la $\Delta n = 0$, creşterea procentuală a gradului de umplere global este de $(A_1 + A_3 + A_4 + A_1 . C_2)$ %. În cazul calculelor prezentate, toţi cei patru termeni avînd valori negative, rezultă o scădere procentuală a lui λ.

În mod similar, la o creştere procentuală de 1% a turaţiei, în condiţiile unui raport de compresiune σ constant, ceea ce conduce la $\Delta\sigma = 0$, creşterea procentuală a gradului de umplere global este de $(B_0 + B_1 + B_2 + B_4 + B_1 . C_2)$%.

Deoarece coeficienţii au semne diferite, sensul variaţiei lui λ depinde de semnul sumei algebrice a acestora.

Concluziile teoretice au fost confirmate de rezultatele experienţelor de laborator efectuate pe compresoarele cu o singură treaptă de compresiune tip Flottmann LL-50 a (fig. 2 şi 3), tip Westinghouse (fig. 4 şi 5) şi tip C200— TN (fig. 6 şi 7).

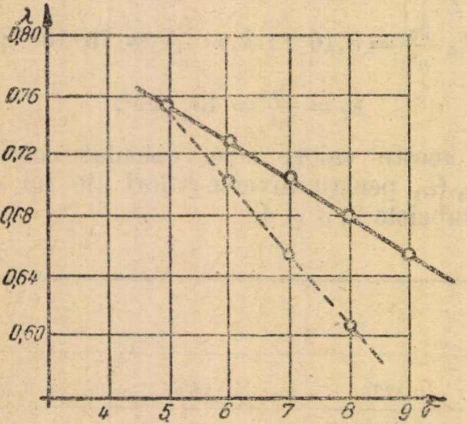


Fig. 2

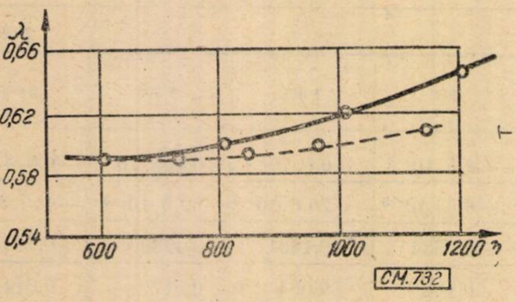


Fig. 3

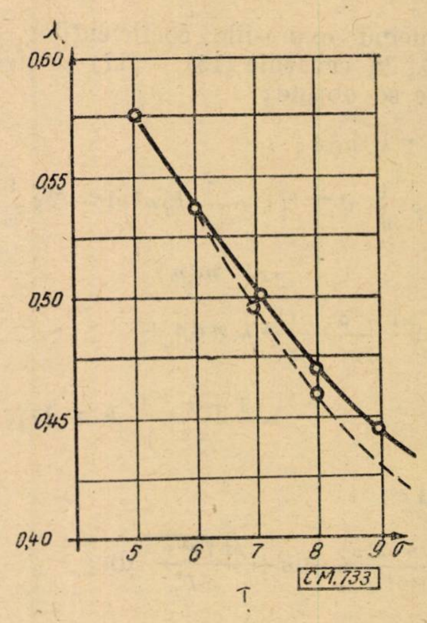


Fig. 4

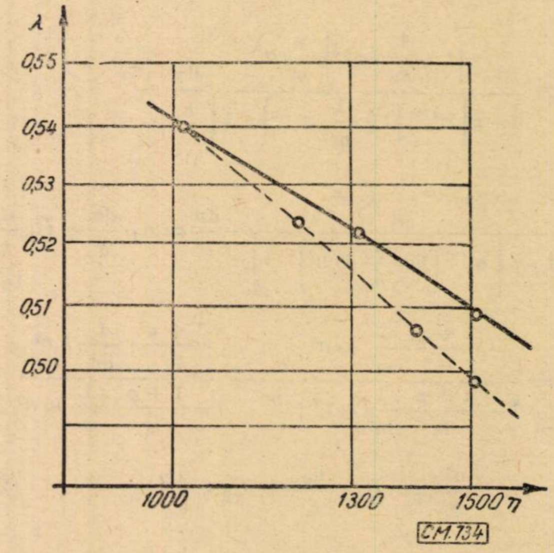


Fig. 5

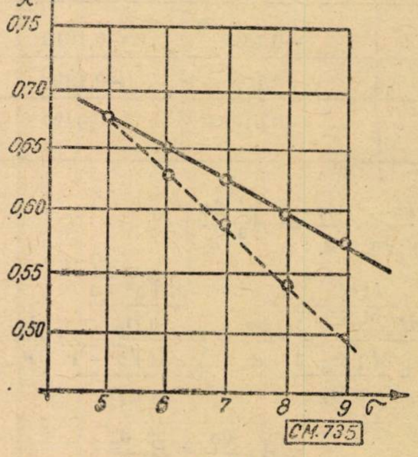


Fig. 6

Comparativ, curbele teoretice punctate sînt situate sub cele obișnuite la încercările experimentale. Abaterile cele mai mari apar la compresoare Flottmann și C200 nedepășind însă 8%. Aceste abateri pot fi micșorate dacă creșterile din calculul teoretic se raportează la valori ale lui σ și n mai apropiate de regimul de referință pentru care s-au trasat curbele coeficienților A_i, B_i, C_i.

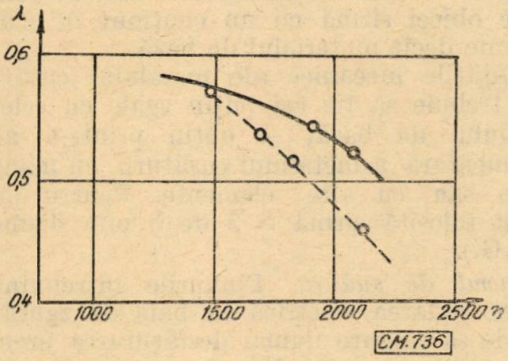


Fig. 7

Metoda expusă oferă posibilitatea de a aprecia variația gradului de umplere λ determinată de modificarea turației și a raportului de compresiune și permite alegerea parametrilor optimi din punctul de vedere al eficienței compresoarelor nou proiectate.

Metoda poate fi extinsă și la compresoarele cu două trepte de comprimare, relațiile de calcul fiind mai complexe.

Tehnologie

CZ 621.791.756 : 669.14–413

Sudarea tablelor groase prin procedeul în baie de zgură

GHEORGHE MAIOR și IULIU LUPESCU

În general sudarea tablelor groase se realizează sub strat de flux.

Pentru grosimi mai mari decît 40 mm, procedeul sudării sub flux prezintă dezavantajul unei productivități reduse datorită timpului necesar pentru prelucrarea marginilor, pentru îndepărtarea zgurei după fiecare trecere și pentru operațiile de manipulare. De asemenea, faptul că sudarea sub strat de flux se execută numai în poziție orizontală, limitează mult aplicarea procedeului în condiții de montaj.

Pentru sudarea tablelor cu grosimi peste 40 mm se poate folosi cu mult succes procedeul în baie de zgură. Cu acest procedeu se pot suda dintr-o singură trecere piese de grosimi foarte mari, eliminîndu-se totodată operațiile de prelucrare a marginilor. Sudarea în baie de zgură asigură o creștere importantă a productivității muncii și aduce economii de materiale și manoperă, în comparație cu sudarea automată sub strat de flux.

În cadrul procedeului, baia de zgură topită transformă energia electrică a curentului de sudură, care trece prin baie de la electrodul fuzibil la piesa de sudat, în energie calorică, datorită rezistenței electrice mari a zgurei în stare topită. Baia de zgură care are o temperatură superioară temperaturii de topire a metalului topește atît electrodul introdus în mod continuu, sub formă de sîrmă, cît și muchiile de sudat.

În figura 1 se arată schematic procedeul de sudare în baie de zgură. Cele două patine glisante *3*, confecționate din cupru, prin care circulă apa de răcire, creează împreună cu marginile pieselor de sudat *2*, un spațiu închis în care se introduce sîrma electrod *1*.

După amorsarea arcului electric, sub acțiunea căldurii degajate, fluxul se topește, formînd o baie de zgură *4*. După topirea întregii cantități de flux, descărcarea electrică prin arc încetează. Curentul continuă să treacă de la electrod la piesa de sudat prin intermediul băii de zgură care, avînd o rezistență electrică relativ mare, determină o încălzire puternică. Curentul electric, trecînd fără întrerupere prin baia de zgură, o menține la o temperatură mai înaltă decît temperatura de topire a metalului de bază și a electrodului, datorită cărui fapt se produce topirea acestora.

Marginile pieselor de sudat, care se topesc împreună cu electrodul, formează baia metalică *5* la fundul băii de zgură. Metalul topit, în contact cu părțile mai reci ale piesei și cu patinele de răcire, se solidifică, formînd cusătura sudată *6*.

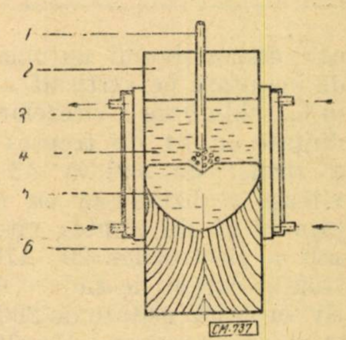


Fig. 1

Calitatea, secțiunea, compoziția și productivitatea lucrărilor de sudare sînt influențate, în general, de regimul de sudare.

Pentru sudarea în baie de zgură, regimul este caracterizat de următorii parametri: intensitatea și tensiunea curentului de sudare, adîncimea băii de zgură, lățimea rostului dintre muchii, numărul electrozilor și amplasarea lor, diametrul sîrmei electrod, lungimea liberă a electrodului, viteza de deplasare transversală a electrodului, timpul de menținere a electrodului lîngă patine, felul curentului și polaritatea respectivă, intensitatea de răcire a patinelor, cantitatea de flux introdusă în zona de sudare.

Variația unuia dintre acești parametri provoacă modificări mai mult sau mai puțin accentuate ale proprietăților și caracteristicilor cusăturii.

În vederea introducerii în fabricație a acestui procedeu de sudare s-au realizat o serie de încercări în cadrul uzinelor „23 August”, avînd drept scop stabilirea regimului optim de sudare pentru anumite grosimi de metal.

S-au folosit pentru probe mașini de sudare tip VUS—AS 4, avînd următoarele caracteristici: grosimea materialului de sudat 30—350 mm; diametrul sîrmei de sudură 3 mm; numărul maxim de electrozi 3; lungimea căii dispozitivului automat 3 și 6 m; viteza de înaintare pe verticală a căruciorului 1,7—10 m/h, schimbarea vitezelor făcîndu-se prin roți dințate în 24 de trepte; viteza de înaintare a sîrmei de sudură 48—285 m/h, variația vitezei realizîndu-se cu ajutorul roților dințate în 24 de trepte; viteza mișcării transversale a electrozilor 20—116 m/h, tot în 24 de trepte; curent de sudare continuu sau alternativ cu o intensitate de 200—1 000 A pentru un electrod; tensiunea de alimentare 3 × 380 V.

Pentru efectuarea probelor au fost folosite următoarele materiale:

— materialul de bază oțel calmat OL 42, cu grosimea de 40—60 mm;

— materialul de adaos (în majoritatea cazurilor sudarea electrică în baie de zgură se execută cu sîrmă electrod de 3 mm diametru; în cazuri speciale se folosesc și sîrme cu diametrul mai mic).

Pentru sudarea oțelurilor carbon se folosește de obicei sîrmă cu un conținut de carbon mai mic decît materialul de bază.

Calitățile mecanice ale metalului cusăturii, care trebuie să fie cel puțin egale cu cele ale metalului de bază, se obțin printr-o aliere suplimentară a metalului cusăturii, cu mangan, siliciu sau cu alte elemente. Pentru probe a fost folosită sîrmă S 2 de 3 mm diametru (R.F.G.).

Fluxul de sudură. Fluxurile întrebuințate pentru sudarea electrică în baie de zgură nu trebuie să asigure numai desfășurarea proceselor metalurgice în direcția necesară, ci și obținerea unui metal depus dens. În mod obișnuit, pentru sudarea în baie de zgură se folosesc fluxuri speciale, deosebite de cele folosite pentru sudarea electrică sub strat de flux. Deoarece nu s-a dispus de asemenea fluxuri, probele au fost efectuate cu fluxurile pentru sudarea sub strat de flux (AN 348 A și Z 41).

În tabela 1 se arată compoziția chimică a materialelor folosite.

Tabela 1

Flux	SiO_2	MnO	CaF_2	CaO	
AN 348 A	41—43	34—37	3,5—5,5	5,5 max	
Z 41	41—43	40—46	4—5	4,5 max	
Oțel	C	Mn	Si	S	P
OL 42	0,18—0,27	0,40—0,70	0,12—0,35	0,06	0,06
Sîrmă	C	Mn	Si	S	P
S 2	0,08—0,10	1,13	0,21	0,014—0,016	0,013

S-au făcut încercări de sudare atît pentru îmbinări cap la cap, cît și pentru îmbinări în T.

Pentru îmbinări cap la cap s-au folosit table groase, de 50 și 55 mm. Lungimea plăcilor a fost de aproximativ 1 m. Pregătirea muchiilor a fost executată prin tăiere mecanizată cu flacără; după efectuarea operației de tăiere, suprafața a fost polizată.

Rostul de asamblare a fost, pentru tablele groase de 50 mm, de 27 mm, iar pentru cele de 55 mm, de 30 mm.

Pentru a împiedica închiderea rostului la partea superioară, în timpul procesului de sudare, cele două table au fost rigidizate cu ajutorul unor scoabe. Pentru tablele de 1 m s-a folosit o scoabă prinsă la partea superioară a tablelor. Scoaba avea o degajare care să permită trecerea brațului de conducere a patinei de răcire.

Pînă la stabilizarea procesului de sudare în baie de zgură sînt necesare cîteva minute. În această perioadă, în cusătura sudată apar multe defecte. De asemenea, la sfîrșitul cusăturii se formează de obicei o retasură cu adîncimea pînă la 20—30 mm. Pentru a scoate aceste defecte în afara cusăturii piesei *2*, sudura se începe și se termină pe plăci tehnologice denumite placă de intrare *3* și respectiv de ieșire *1* (fig. 2). Plăcile au aceeași grosime ca materialul de sudat, iar înălțimea lor trebuie să fie de minimum 80 mm. Placa de intrare mai servește și la rigidizarea piesei, la partea inferioară.

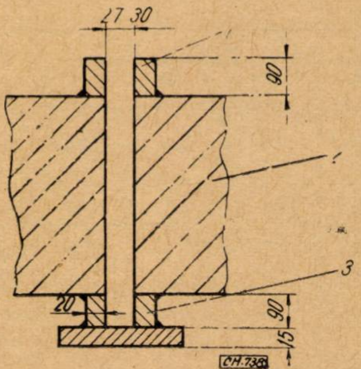


Fig. 2

Nu se admit denivelări între suprafețele acestor plăci și suprafețele pieselor de sudat sau între cele două table ce formează piesa. Aceste denivelări ar împiedica obținerea unui contact perfect între suprafețele respective și aceea a patinei de răcire și ar duce la scurgerea metalului lichid.

S-a folosit un transformator cu caracteristică căzătoare TSD—1000—3.

Regimul de sudare pentru tablele de 50—55 mm, stabilit cu ocazia acestor încercări, a fost: curentul de sudare 500—520 A, tensiunea 40—42 V, numărul electrozilor 1; diametrul electrodului 3 mm; lungimea liberă a electrodului 50 mm; lățimea rostului 27—30 mm; viteza de înaintare a sîrmei 204 m/h; felul curentului, alternativ; sîrma S2; fluxul Z 41; materialul de bază OL 42; viteza de sudare 0,85 m/h; grosimea stratului de flux înainte de începerea sudării 60 mm; lățimea cusăturii 30—40 mm.

Deoarece grosimea tablelor nu a depășit 70 mm, sudarea s-a făcut fără pendularea electrodului.

Din tabla sudată s-au tăiat epruvete pentru efectuarea încercărilor mecanice și a probelor metalografice. O parte din epruvete au fost supuse unui tratament termic de normalizare, restul fiind încercate fără tratament termic. Rezultatele încercărilor mecanice apar în tabela 2.

Tabela 2

Probe	Rezistența la rupere, kgf/mm²	Îndoire, grade	Reziliența	
			centrul cusăturii, kgfm/cm²	zona de trecere de la cusătură la materialul de bază, kgfm/cm²
Normalizate	45—46—48—49 47	180—180—180—180 180	16—15 15,5	13—14—14—15 14
Netratate termic	45—45—48 46	180—180—180 180	10—11 10,5	—

Pentru sudarea în T, tablele de 55 mm grosime au fost asamblate ca în figura 3.

Deoarece folosirea patinelor din cupru pentru răcire este greoaie, asamblarea s-a făcut cu plăci remanente *1*. Aceste plăci au rolul de a menține baia de metal lichid.

Sudura a fost executată în baie de zgură cu ajutaj fuzibil.

Deoarece sudarea se execută cu un singur electrod, ajutajul este format dintr-o țeavă.

Pentru a împiedica încălzirea țevii au fost sudate pe ea un număr de patru sîrme cu diametrul de 5 mm (fig. 4).

Sudura a fost executată cu mașina de sudat VUS—AS 4.

Ajutajul fuzibil a fost prins cu ajutorul unui dispozitiv la unul din ajutajele nefuzibile ale mașinii.

Regimul de sudare stabilit în urma probelor a fost: curentul de sudare 550—575 A; tensiunea 40; numărul electrozilor 1; diametrul electrodului 3 mm; electrodul S2; fluxul Z41;

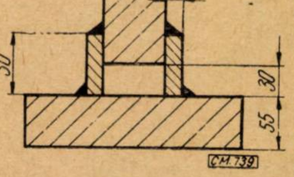


Fig. 3

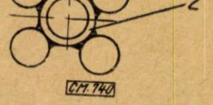


Fig. 4

viteza sîrmei 162 m/h; viteza de sudare 0,68 m/h; material de bază OL 42; grosimea materialului de bază 55 mm; rostul dintre table 30 mm; ajutajul fuzibil OLT 35; sîrma pentru ajutajul fuzibil S 10 ×; dimensiunile ţevii pentru ajutajul fuzibil de 8 × 1,5 mm; diametrul sîrmei pentru ajutajul fuzibil 5 mm; grosimea stratului de flux înaintea începerii sudurii 60 mm.

Din probele efectuate s-au tăiat epruvete. Epruvetele au demonstrat că regimul de sudare adoptat asigură o pătrundere perfectă. De asemenea, a asigurat o formare corectă a cusăturii, fără defecte importante. Regimul stabilit, ca urmare a probelor efectuate, poate fi deci folosit pentru sudarea în T a tablelor groase de 50—55 mm.

În concluzie, rezultatele experimentale obţinute permit să se precizeze că regimul de sudare adoptat pentru sudare în baie de zgură a pieselor de oţel OL 42, groase de 50—55 mm, cap la cap sau în T este corespunzător.

Tehnologia adoptată pentru sudarea acestor table este de asemenea corespunzătoare şi poate fi aplicată în procesul de fabricaţie a recipientelor.

Deşi încercările au arătat că şi probele netratate termic dau rezultate corespunzătoare, totuşi, pentru îmbunătăţirea structurii, este necesară efectuarea unui tratament termic de normalizare.

CZ 629.12 : 621.791.7.052.4

Sudarea cap la cap a profilelor cu bulb

ION ŞOŞEA

In construcţiile navale, în cazul cînd pentru executarea secţiunilor nu se dispune de osatură cu bulb de lungimi corespunzătoare (6—12 mm), este necesară îmbinarea cusăturii în atelier, înainte de montarea pe secţiuni.

Metoda obişnuită de îmbinare prin sudare manuală duce la un volum mare de manoperă consumată de scobirea rădăcinii sudurii, la gamagrafierea defectelor care apar datorită incluziunilor pătrunse în sudură şi la repararea acestora.

La Uzinele mecanice Turnu-Severin se foloseşte o metodă operativă de îmbinare, care constă în sudarea osaturii pe o placă. În cadrul acestei metode nu mai sînt necesare scobirea rădăcinii, depistarea şi înlăturarea defectelor, astfel încît volumul încărcării cu metal pentru completarea cordoanelor de sudură este mai redus.

Numerele profilelor cu bulb utilizate în construcţia de nave la U.M.T.S. şi dimensiunile lor, conform figurii 1, sînt prezentate în tabela 1.

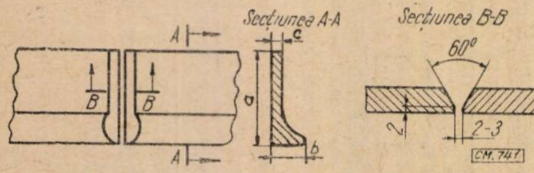


Fig. 1

Capetele de îmbinat ale profilelor se prelucrează la un unghi de 60° pe partea bulbului, prelucrarea începînd de la o grosime neteşită de 2 mm.

Placa pe care se execută sudarea este de cupru, material care nu are aderenţă cu materialul de aport (baia lichidă) şi are grosimea de 10 mm. Soluţia permite asamblarea cap la cap a profilelor, cu un rost de îmbinare de 2—3 mm (fig. 1), fără să existe pericolul de scurgere a materialului de aport.

Tabela 1

Nr. profil	Înălţimea, a, mm	Lăţimea, b, mm	Grosimea, c, mm	Greutatea, kg/m	Nava la care se utilizează
6	60	19	5	3,35	Cargou 1 600 tdw, tanc 1 155 t
7	70	21	5	3,97	Cargou 1 600 tdw
8	80	22	5	4,58	Cargou 1 600 tdw, tanc 1 155 t
9	90	24	5,5	6,52	Cargou 1 600 tdw, tanc 1 155 t
10	100	26	6	6,76	Cargou 1 600 tdw, saland 500 m³, şlep U.R.S.S.
12	120	30	6,5	8,75	Cargou 1 600 tdw
14	140	33	7	11,05	Cargou 1 600 tdw, saland 500 m³, şlep
16	160	36	8	14,10	Cargou 1 600 tdw
18	180	40	9	17,40	Cargou 1 600 tdw
20	200	44	10	21,25	Cargou 1 600 tdw
24	240	52	12	30,40	Cargou 1 600 tdw
27	270	57	13	38,60	Cargou 1 600 tdw

Rostul de îmbinare este uniform pe toată secţiunea profilului, iar în partea bulbului se creează acces pentru sudură prin prelucrarea amintită. Poziţia preferată pentru executarea sudurii este orizontală.

Cantitatea de material depusă este, teoretic, aceeaşi ca în cazul sudării fără placă, dar, datorită acesteia, asamblarea se face mai uşor şi mai precis. În plus, aşa cum s-a arătat, nu mai este necesară prelucrarea la rădăcină în vederea obţinerii unei cusături fără nepătrunderi şi incluziuni. Ca urmare, rezultă o economie de electrozi de circa 15%, manopera per total reducîndu-se cu circa 30%.

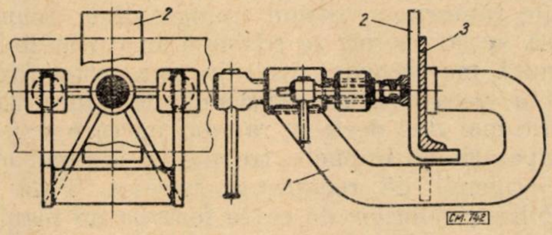


Fig. 2

Asamblarea profilelor cap la cap şi păsuirea plăcii de cupru pe profilele cu bulb se fac cu ajutorul unei menghine speciale, prezentată în figura 2 (1—menghină ; *2*—placă de cupru ; *3*—profil cu bulb).

Utilizarea menghinei speciale permite centrarea profilelor pe lungimi şi înlăturarea denivelărilor care apar în cazul metodei obişnuite.

Deoarece profilul cu bulb este solicitat neuniform, sudura se execută cu electrozi cu înveliş bazic de 4 mm diametru, utilizîndu-se, ca sursă de curent, un generator de curent continuu, cu conectarea polului pozitiv la electrod.

Înainte de sudare, electrozii se usucă la temperatura de 200° C, iar arcul electric în tot timpul sudării se menţine cît se poate de scurt.

După executarea stratului de bază, se demontează dispozitivul de strîngere, se curăţă sudura prin ciocănire şi cu peria de sîrmă şi se face completarea la rădăcină. Sudura de completare se execută cu electrozi de acelaşi tip, intensitatea curentului fiind de 160 A.

Experimentările efectuate la Uzinele mecanice Turnu-Severin au dat rezultate bune. Folosirea pe scară largă a acestei metode de sudare a profilelor cu bulb pentru secţiunile navelor permite să se accelereze execuţia construcţiilor sudate, mărind productivitatea muncii cu aproximativ 150%.

Organizarea şi economia producţiei

CZ 621.003

Indicatorii eficienţei economice în cazul asimilării de noi produse*

Prof. MIRCEA POSTELNICESCU

Economia socialistă se caracterizează printr-o dezvoltare complexă şi echilibrată, prin sporirea continuă şi în ritm rapid a volumului producţiei, în care scop este necesar să se pună în funcţiune mereu noi capacităţi de producţie, să fie asimilate în fabricaţie noi maşini, agregate, utilaje şi instalaţii. Acestea trebuie să corespundă soluţiei celei mai avansate, din punct de vedere tehnic, la nivelul cuceririlor de astăzi ale ştiinţei şi tehnicii, şi celei mai eficiente din punct de vedere economic.

În raportul prezentat la Congresul al III-lea al P.M.R. tovarăşul Gheorghe Gheorghiu-Dej arăta : „Nivelul tehnicii şi eficacitatea economică a acesteia trebuie să constituie criterii principale în elaborarea planului, în soluţionarea diferitelor probleme legate de dezvoltarea economiei naţionale cum sînt : construcţia de obiective noi, introducerea în fabricaţie a unor maşini şi materiale noi, reutilarea unităţilor economice.”

Alegerea soluţiei optime, dintre soluţiile de tehnică nouă posibile în asimilarea unui nou produs, trebuie făcută avînd în vedere eficienţa lor economică şi, evident, trebuie preferată soluţia cu cea mai mare eficacitate economică.

Este util a reaminti că, în baza prevederilor din HCM nr. 1248/1962 referitoare la elaborarea, avizarea şi aprobarea documentelor tehnice pentru investiţii, precum şi a regulamentului pentru precizarea şi dezvoltarea acestor prevederi [1], atît la faza de studiu tehnico-economic, cît şi la proiectul de ansamblu, trebuie să se stabilească o serie de indicatori tehnico-economici, naturali şi valorici, necesari pentru fundamentarea eficienţei economice a unei investiţii.

Nu se vor analiza aceşti indicatori, care de altfel nici nu sînt limitativi. Se observă numai că la baza comparaţiilor din punct de vedere economic, pentru o aceeaşi realizare — fie că este vorba de asimilare de produse noi, de mecanizare, de automatizare, de modernizarea unor utilaje cu caracteristici depăşite, fie de reutilări sau de introducere de noi procedee tehnologice — stau cîţiva indicatori fundamentali, care se folosesc după modul concret în care se pune problema în diferitele cazuri. În continuare, se vor analiza aceşti indicatori, arătîndu-se semnificaţia lor economică şi prezentîndu-se unele observaţii privind aplicarea lor, avînd în vedere specificul producţiei Uzinelor „Vulcan”.

---

* Conferinţă ţinută la Uzinele „Vulcan”-Bucureşti, în cadrul sesiunii ehnico-ştiinţifice din 27.06.1964.

Termenul de recuperare. Eficacitatea economică a tehnicii noi se concretizează în ultimă analiză în economisirea muncii sociale, respectiv în creşterea productivităţii muncii sociale sau în reducerea valorii pe unitatea de produs. Rezultă deci că orice soluţie tehnică este eficientă din punct de vedere economic, dacă volumul de muncă socială M, consumată pentru înfăptuirea ei, determină o economie de muncă anuală E, care în decursul unui număr T de ani (termenul de amortizare) satisface inegalitatea :

$$M < ET.$$

De aici rezultă :

$$\frac{M}{E} < T,$$

inegalitate în care membrul stîng reprezintă raportul dintre o investiţie şi economia anuală respectivă. Raportul considerat se numeşte, în mod curent, termen de recuperare.

Termenul de recuperare t_r, care reprezintă deci perioada de timp în decursul căreia investiţia avansată urmează să fie acoperită de economia anuală, constituie un indicator de bază pentru aprecierea eficienţei economice a unei soluţii. Potrivit acestui indicator, o soluţie tehnică se justifică economic dacă se respectă inegalitatea :

$$t_r < T$$

sau şi mai complet :

$$t_r \leqslant t_n < T, \tag{1}$$

unde t_n reprezintă o mărime normativă — termenul de recuperare normat — stabilită în mod conştient cu scopul de a se asigura, prin introducerea tehnicii noi, cel puţin un anumit cuantum de muncă socială economisită, necesară pentru reproducţia lărgită.

Deseori, în locul termenului de recuperare se utilizează un alt indicator, coeficientul eficienţei economice, definit prin relaţia :

$$\varepsilon_r = \frac{1}{t_r}, \tag{2}$$

care valoric reprezintă în lei munca economisită anual pentru un leu investit. Mărimea normativă corespunde relaţiei :

$$\varepsilon_n = \frac{1}{t_n}. \tag{3}$$

Atît termenul de recuperare, cît şi coeficientul eficienţei economice au, în ultimă instanţă, aceeaşi semnificaţie economică a gradului de economisire a muncii sociale.

Termenii de recuperare normaţi sau coeficienţii normaţi de eficienţă economică sînt diferenţiaţi pe ramuri, subramuri, genuri de utilaje etc. La stabilirea valorilor respective trebuie să se aibă în vedere nivelul dezvoltării economiei naţionale, structura şi particularităţile ramurilor, ritmul progresului tehnic. Dacă aceşti factori se schimbă într-o anumită ramură mai repede decît în alta, este firesc ca în acea ramură termenul de amortizare să fie mai mic decît în ramura cu care se face comparaţia şi, implicit, trebuie să fie mai mic şi termenul de recuperare normat. Pînă la stabilirea valorilor de către forurile de planificare şi coordonare a economiei naţionale, se folosesc în unele institute de cercetări şi proiectări termene de recuperare normate adaptate după recomandările din alte ţări. Astfel, în unităţile M.M.E.E. s-a admis pentru ramura energetică $t_n = 10$ ani, ceea ce corespunde la $\varepsilon_n = 0{,}10$ [2].

De exemplu, cînd se analizează variante la care investiţiile sînt destinate pentru reutilări, se calculează, pentru fiecare variantă, termenul de recuperare :

$$t_r = \frac{I + F}{E}, \tag{4}$$

în care :

I este valoarea investiţiei necesare ;
F — valoarea neamortizată a fondului fix ce se înlocuieşte, în ipoteza că acest fond nu mai este folosit în continuare în uzina respectivă sau în altă întreprindere ;
E — economia anuală determinată de noua soluţie faţă de cea folosită anterior.

Economia anuală E este dată de relaţia :

$$E = N\,(p_i - p_d), \tag{5}$$

în care :

N este producţia anuală în unităţi naturale ;
p_i — preţul de cost pe unitatea de produs înainte de reutilare ;
p_d — preţul de cost pe unitatea de produs după reutilare.

Evident, din punct de vedere economic, varianta optimă va fi aceea care conduce la cel mai mic termen de recuperare.

Totuşi, va trebui observat că, chiar şi pentru acest caz, este necesar în plus să fie îndeplinită şi condiţia $t_r < t_n$.

Termenul de recuperare a investiţiei suplimentare. Stadiul actual al tehnicii impune ca pentru o aceeaşi realizare să se ia în considerare mai multe soluţii posibile.

Se admite astfel că ar fi de ales numai între două variante pentru care investițiile sînt, respectiv, I' și I'', iar cheltuielile anuale de producție, C' și C''.

Evident, dacă $I' < I''$ și $C' < C''$, prima variantă este avantajoasă, după cum în cazul în care $I' > I''$ și $C' > C''$, cea de-a doua variantă este mai economică. Dacă $I' > I''$ și $C' < C''$, trebuie calculat „termenul de recalculare a investiției suplimentare" :

$$t_r = \frac{I' - I''}{C'' - C'}, \qquad (6)$$

care reprezintă timpul în decursul căruia surplusul de investiții, necesar realizării variantei cu cheltuieli anuale de producție mai mici, este recuperat prin economia la aceste cheltuieli. Pentru a se putea aprecia care dintre variante este avantajoasă, se compară t_r cu termenul de recuperare normat t_n. Astfel, dacă $t_r < t_n$, varianta primă este mai economică și, invers, dacă $t_r > t_n$; în cazul în care $t_r = t_n$ cele două variante sînt echivalente din punct de vedere economic și numai alte criterii ar determina folosirea uneia sau a celeilalte.

În cazul în care sînt mai multe variante de comparat, soluția optimă din punct de vedere economic se stabilește calculîndu-se pentru fiecare variantă termenul de recuperare a investiției suplimentare, admițînd ca bază o anumită variantă — de regulă varianta pentru care investițiile sînt cele mai mici sau eventual soluția existentă, în cazul unei modernizări. Varianta optimă va fi aceea pentru care t_r va fi cel mai mic, cu mențiunea că trebuie să fie îndeplinită și condiția $t_r \leqslant t_n$.

Din expresia (6) reiese că, dacă în variantele comparate există elemente de investiții și de cheltuieli anuale de producție identice, acestea pot fi neglijate la calculul lui t_r.

Ca exemplu de aplicare a acestui indicator se calculează termenul de recuperare a investiției suplimentare între două soluții posibile privind asimilarea unui nou cazan.

Aprecierea eficienței economice a unei soluții trebuie făcută nu în mod îngust, la nivelul unei întreprinderi sau ramuri, ci la nivelul economiei naționale. De exemplu, pentru un cazan cu parametrii dați, cheltuielile de fabricație vor fi mai mici cînd temperatura gazelor de ardere la evacuarea din agregat va fi luată mai mare la proiectare. În schimb, la beneficiar, în exploatare, o dată cu ridicarea acestei temperaturi vor crește cheltuielile de combustibil. Ca urmare, soluția optimă va trebui stabilită ținînd seamă de investițiile ca și de cheltuielile anuale ce se fac atît la uzina constructoare, cît și la beneficiar.

Se noteată cu :

I_u — investițiile la uzina constructoare, ca achiziționarea sau construirea de noi utilaje sau instalații necesare pentru fabricarea noului produs, adaptări la noul flux tehnologic, cheltuieli făcute cu procurarea de licențe etc., în lei; acestea sînt cheltuieli pe care uzina le face o singură dată, la punerea în fabricație;
p_c — prețul de cost al noului produs, mai puțin amortismentul (adică cheltuielile pentru materii prime și materiale de bază, materiale auxiliare, combustibil, energie, salarii, contribuții asupra salariilor și alte cheltuieli bănești), în lei/buc.;
i_m — cheltuieli de montaj, în lei/buc.;
N — programul anual de fabricație a noului produs, program admis constant, în buc./an.

Prin urmare, investițiile pentru punerea la dispoziția economiei naționale a noului produs în stare de producție (montat) pe perioada termenului de recuperare t_r, vor fi :

$$I = I_u + N t_r \, (p_c + i_m).$$

Rezultă astfel diferența de investiții dintre cele două variante :

$$\Delta I = I_u' - I_u'' + N t_r \, [(p_c' + i_m') - (p_c'' + i_m'')]. \qquad (7)$$

Funcționarea noului produs necesită cheltuieli anuale C_f, lei/an, cu observația că, în mod special, acestea însumează : cota de amortisment a fondului fix nou instalat ca și a celui vechi folosit de uzina constructoare la fabricarea cazanului, amortismentul cazanului (al investițiilor $p_c + i_m$, plus cheltuielile pentru reparații capitale), precum și celelalte cheltuieli de producție (la beneficiar) conform metodologiei de grupare a lor pe elemente primare, din țara noastră.

Pentru produsele puse în funcțiune în primul an, cheltuielile de producție pe tot intervalul termenului de recuperare vor fi :

$$C_1 = C_f \; N t_r - \frac{1}{2} C_f N = C_f N \left(t_r - \frac{1}{2} \right).$$

S-a scăzul $\frac{1}{2} C_f N$, întrucît produsele fabricate în primul an nu sînt puse dintr-o dată în exploatare, toate la începutul anului, ci treptat, pe măsură ce se fabrică. În acest fel, cheltuielile de producție variază de la 0 la $C_f N$; deci valoarea medie anuală poate fi considerată $\frac{1}{2} C_f N$.

În mod analog se face calculul cheltuielilor de producție pentru loturile fabricate în anii următori:

$$C_2 = C_f N(t_r - 1) - \frac{1}{2} C_f N = C_f N\left(t_r - \frac{1}{2} - 1\right);$$

$$C_3 = C_f N(t_r - 2) - \frac{1}{2} C_f N = C_f N\left(t_r - \frac{1}{2} - 2\right);$$

$$\vdots$$

$$C_{t_r} = C_f N(t_r - t_r - 1) - \frac{1}{2} C_f N =$$

$$= C_f N\left(t_r - \frac{1}{2} - t_r + 1\right) = \frac{1}{2} C_f N.$$

Cheltuielile totale de producție pe intervalul termenului de recuperare vor fi deci:

$$C = \sum_{i=1}^{t_r} C_i = \frac{t_r}{2}\left[C_f N\left(t_r - \frac{1}{2}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2} C_f N\right] = \frac{1}{2} C_f N t_r^2.$$

Ca urmare, economia de cheltuieli de producție între cele două variante, pe intervalul termenului de recuperare, va fi:

$$\Delta C = \frac{1}{2} N t_r^2 (C_f'' - C_f'). \tag{8}$$

Surplusul de investiții trebuie să fie acoperit din economia de cheltuieli de producție realizată pe intervalul termenului de recuperare, adică $\Delta I = \Delta C$. Înlocuind pe ΔI și ΔC cu formulele (7) și (8), rezultă din egalitatea scrisă o ecuație de gradul doi, necunoscută fiind t_r. Soluția ecuației va fi rădăcina pozitivă sau cea mai mică dintre rădăcinile pozitive:

$$t_r = \frac{p_c' + i_m' - (p_c'' + i_m')}{C_f'' - C_f'} \pm$$

$$\pm \sqrt{\left[\frac{p_c' + i_m' - (p_c'' + i_m'')}{C_f'' - C_f'}\right]^2 + \frac{2(I_u' - I_u'')}{N(C_f'' - C_f')}}. \tag{9}$$

Egalitatea $\Delta I = \Delta C$ mai sus stabilită poate fi folosită și în rezolvarea următoarelor situații:

— determinarea acelui program de producție N care să justifice o investiție $I_u' > I_u''$ în condițiile unui termen de recuperare t_r dat;

— avînd un program de producție N dat, un termen de recuperare t_r fixat, se poate determina care este investiția I_u' maxim admisibilă în condiții de eficiență economică;

— alte probleme similare.

Cheltuielile anuale de calcul. S-a văzut anterior că prin folosirea termenului de recuperare a investiției suplimentare se poate determina soluția optimă dintre mai multe variante posibile. Pentru a se putea conchide însă asupra eficienței ei economice este necesară și verificarea condiției $t_r \leqslant t_n$. Indicatorul cheltuielilor anuale de calcul, care derivă de fapt — după cum se va constata — din indicatorul precedent, permite comparația variantelor mai ușor și direct.

Pentru aceasta se reia cazul a două soluții posibile pentru care $I' > I''$ și $C' < C''$. Pentru ca prima soluție să fie mai eficientă din punct de vedere economic decît soluția a doua, trebuie ca:

$$\frac{I' - I''}{C'' - C'} < t_n, \tag{10}$$

adică surplusul de investiții necesar realizării variantei cu cheltuieli anuale de producție mai mici să fie recuperat, prin economia la aceste cheltuieli, într-un termen mai mic decît termenul de recuperare normat.

Inegalitatea dinainte poate fi scrisă și sub forma:

$$\frac{I'}{t_n} + C' < \frac{I''}{t_n} + C''$$

sau:

$$\varepsilon_n I' + C' < \varepsilon_n I'' + C''.$$

Generalizînd, se conchide că dintre soluțiile posibile va fi optimă varianta pentru care expresia

$$\boxed{Z = \varepsilon_n I + C} \tag{11}$$

denumită indicatorul cheltuielilor anuale de calcul va fi minimă.

Datorită utilității mari a acestui indicator în problema pusă, este necesară o analiză mai adîncă a semnificației lui economice. Pentru aceasta, în figura 1 se reprezintă, calitativ, variația lui Z în funcție de I.

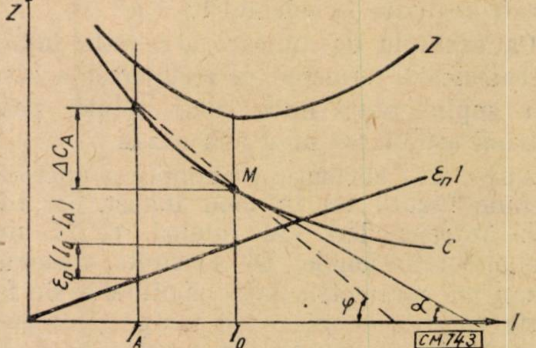


Fig. 1.

Curba $C = f(I)$ este descrescătoare, pentru că o dată cu creșterea investițiilor se ridică nivelul echipării tehnice; alura descrescătoare a curbei se atenuează însă cu cît investițiile cresc. Termenul $\varepsilon_n I$ crește liniar cu I. Deci, curba Z prezintă un minim pentru o anumită valoare I_0 a investiţiei. Aceasta poate fi precizată observînd că derivata:

$$\frac{\partial Z}{\partial I} = \varepsilon_n + \frac{\partial C}{\partial I}$$

se anulează atunci cînd $\frac{\partial C}{\partial I} = -\varepsilon_n$. Prin urmare, dacă se duce la curba $C = f(I)$ tangenta sub un unghi $\alpha = \mathrm{arctg}\ \varepsilon_n$ la axa absciselor, punctul de tangenţă M determină investiţia I_0, corespunzătoare coeficientului de eficienţă economică ε_n. La scăderea coeficientului ε_n, soluţia optimă se deplasează către cheltuieli anuale de producţie mai mici, obţinute evident cu investiţii mai mari.

La creşterea investiţiei de la valoarea $I_A < I_0$ la valoarea I_0 se observă că:

$$\frac{\Delta C_A}{I_0 - I_A} = \mathrm{tg}\ \varphi > (\mathrm{tg}\ \alpha = \varepsilon_n),$$

adică:

$$\Delta C_A > \varepsilon_n (I_0 - I_A).$$

Orice ban investit trebuie să aducă o economie anuală egală cel puţin cu cea exprimată de coeficientul de eficienţă normată ε_n; prin urmare, la creşterea investiţiei de la I_A la I_0 economia anuală minimă realizabilă trebuie să fie de $\varepsilon_n (I_0 - I_A)$. Or, din cele arătate, cum în zona de investiţii mai mici ca I_0 scăderea cheltuielilor anuale de producţie ΔC_A este mai mare ca $\varepsilon_n (I_0 - I_A)$, rezultă că în această zonă creşterea investiţiei $I_0 - I_A$ este justificată.

Un raţionament asemănător învederează că investiţiile $I_B > I_0$ duc la o scădere a cheltuielilor anuale de producţie ΔC_B; această scădere rămîne însă mai mică decît $\varepsilon_n (I_B - I_0)$, ceea ce arată că surplusul de investiţii nu se justifică, el trebuind să fie dirijat în construcţia, mai economică, a altor obiective.

Rezultă astfel că alegerea unei soluţii pe baza criteriului celor mai mici cheltuieli anuale de producţie nu este întrutotul justificată, pentru că, de cele mai multe ori, soluţiile cu cele mai mici cheltuieli anuale de producţie necesită investiţii mai mari decît celelalte cu care se compară şi trecerea la realizarea unor astfel de soluţii ar putea duce la repartizarea neavantajoasă a investiţiilor pe economia naţională.

Prezenţa termenului $\varepsilon_n I$ în formula lui Z răspunde tocmai cerinţei ca variantele comparate să asigure o reducere a cheltuielilor anuale de producţie prin investiţii economic dirijate pe ansamblul economiei naţionale.

În concluzie, cheltuielile anuale de calcul reprezintă o determinare cantitativă a cheltuielilor totale de muncă pentru satisfacerea unei necesităţi date, ce ţine seamă nu numai de cheltuielile de muncă în instalaţia respectivă, ci şi de cheltuielile de muncă în celelalte întreprinderi ale societăţii, datorite atragerii de investiţii în instalaţia considerată.

În continuare, se prezintă mai întîi unele observaţii cu privire la aplicarea indicatorului cheltuielilor anuale de calcul în activitatea de proiectare.

Din formula (10) se constată că, dacă în variantele comparate există elemente de investiţii şi de cheltuieli anuale de producţie identice, acestea pot fi neglijate în calcul.

Indicatorul Z se aplică atît pentru produsul luat în ansamblu, cît şi pentru părţi (subansambluri) ale lui care ar ridica o problemă similară, adică de alegere din mai multe variante posibile.

Cu ajutorul aceluiaşi indicator se pot stabili, de asemenea, valorile optime ale parametrilor care condiţionează din punct de vedere economic construcţia şi funcţionarea noului produs şi care trebuie adoptate la proiectare. În acest scop se scriu I şi C şi apoi Z în funcţie de elementele variabile de studiat şi prin anularea derivatelor parţiale sau pe cale grafică se pot determina valorile optime ale variabilelor.

Sînt necesare acum unele precizări privitoare la determinarea investiţiilor ce intervin în expresia indicatorului cheltuielilor anuale de calcul în cîteva cazuri speciale.

Influenţa ramurilor conexe. Avînd în vedere legăturile dintre ramurile economiei naţionale, o schimbare a tehnicii în una dintre ramuri poate determina schimbări substanţiale în alte ramuri. Aprecierea eficienţei economice a tehnicii după criteriul creşterii productivităţii muncii sociale trebuie efectuată nu îngust, la nivelul unei întreprinderi sau al unei ramuri, ci la nivelul economiei naţionale. În consecinţă, în cadrul investiţiilor este necesar să se considere, după caz, şi investiţiile necesare dezvoltării ramurilor conexe — cel puţin a celor mai apropiate şi legate de investiţii însemnate — pentru realizarea unui nou produs.

Influenţa duratei de construcţie. Pentru aprecierea justă a eficienţei investiţiilor este importantă luarea în considerare a factorului timp pentru obiectivele care se realizează în decurs de mai mulţi ani, ca de exemplu asimilarea unor produse noi cu proces lung de proiectare şi experimentare etc.

În acest scop, pornind de la raţionamentul că orice ban care se află în circulaţie trebuie să aducă o economie anuală cel puţin egală cu aceea exprimată de coeficientul de eficienţă economică normată ε_n, orice ban imobilizat într-o construcţie determină, prin stagnarea lui, o pierdere pentru economia naţională, care amplifică investiţia respectivă. Potrivit cu aceasta, o investiţie I, imobilizată mai mult de un an, se amplifică după anul al doilea la valoarea:

$$I + \varepsilon_n I = I (1 + \varepsilon_n),$$

după anul al treilea la:

$$I(1+\varepsilon_n)+\varepsilon_n[I(1+\varepsilon_n)]=I(1+\varepsilon_n)^2.$$

Ca urmare, o investiţie I_k, alocată într-un anumit an k al perioadei de construcţie t_c, se reconsideră la valoarea I_{kr}, la nivelul anului t_c de terminare a construcţiei, după formula:

$$I_{kr}=I_k(1+\varepsilon_n)^{t_c-k}, \quad (12)$$

iar suma tuturor investiţiilor reconsiderate, alocate în diferiţi ani ai unei construcţii, devine:

$$I_r=\sum_{k=1}^{t_c} I_k(1+\varepsilon_n)^{t_c-k}. \quad (13)$$

Este normal ca termenele diferite de construcţie şi eşalonarea diferită a investiţiilor pe timpul de construcţie să afecteze eficienţa economică a diferitelor variante comparate. Corectarea investiţiilor prin recalcularea lor, în felul arătat, favorizează alegerea acelor soluţii care au termene cît mai scurte de construcţie, în condiţii de investiţii egale şi de eşalonare uniformă a lor, precum şi acele soluţii care în termene de construcţie şi de investiţii egale au cea mai mare parte a investiţiilor alocate spre finele termenului de construcţie.

Influenţa intrărilor de capacităţi parţiale în exploatare pe perioada de construcţie. Punînd parţial în funcţiune anumite capacităţi dintr-un obiectiv, fără a se aştepta terminarea întregii construcţii, obiectivul încă nedefinitivat îşi autofinanţează construcţia prin venitul net obţinut la producţia realizată cu capacităţile parţiale date în exploatare. Va fi optimă, desigur, soluţia care asigură punerea mai rapidă în funcţiune şi în cantităţi mai mari de capacităţi parţiale.

În mod absolut asemănător cazului precedent, dacă V reprezintă venitul net obţinut într-un an din perioada de construcţie prin intrarea parţială în funcţiune, acest venit intrat în circulaţie se amplifică în anul următor la valoarea $V(1+\varepsilon_n)$, apoi la $V(1+\varepsilon_n)^2$ etc. Generalizînd, un venit V_k, obţinut într-un anumit an k al perioadei de construcţie t_c, se recalculează la valoarea V_{kr}, la nivelul anului t_c de terminare a construcţiei, după formula:

$$V_{kr}=V_k(1+\varepsilon_n)^{t_c-k}. \quad (14)$$

Ca urmare, ţinînd seamă de cele expuse şi de expresiile (12) şi (13), rezultă că valoarea investiţiei ce trebuie considerată în determinarea cheltuielilor anuale de calcul este:

$$I=\sum_{k=1}^{t_c}(I_k-V_k)(1+\varepsilon_n)^{t_c-k}. \quad (15)$$

În concluzie, în cadrul fundamentării economice a asimilării unor produse noi, soluţiile trebuie comparate complex şi multilateral.

Pe lîngă indicatorii de bază prezentaţi, se folosesc pentru adîncirea analizei şi alţi indicatori, valorici şi naturali. Astfel, de exemplu, pentru soluţii apropiate, acestea pot fi comparate — în continuare — pe baza criteriilor cheltuielilor de materiale deficitare minime, cheltuielilor de import minime etc.

În cazul asimilării unor noi produse, destinate şi pentru export, se vor analiza şi următorii indicatori [1] pentru determinarea eficienţei economice a investiţiilor în relaţiile de schimb internaţional: cursul de revenire brut, cursul de revenire net şi aportul net, anual, în devize (aportul investiţiei în balanţa de plăţi).

O serie de indicatori, cum sînt: greutatea specifică, volumul specific, consumuri specifice în exploatare, anduranţa etc., indicatori diferiţi pentru diferitele tipuri de maşini şi utilaje, reflectă de fapt performanţe ale acestora şi trebuie comparaţi cu cei ai unor produse similare moderne. Rolul comparaţiei este de a pune în evidenţă gradul de perfecţiune al noii construcţii şi de a identifica rezervele de îmbunătăţire a ei şi căile necesare de urmat în scopul ridicării eficienţei economice a noilor produse.

În încheiere, trebuie subliniat încă o dată că documentele de partid şi de stat acordă o importanţă deosebită obţinerii eficienţei maxime a investiţiilor, deci şi a tehnicii noi şi, ca urmare, ,,produsele de serie, precum şi unicatele importante pentru economia naţională vor fi însuşite în fabricaţie numai după întocmirea prealabilă a unor studii tehnice-economice complete'' (Hotărîrea C.C. al P.M.R. şi a Consiliului de Miniştri al R.P.R. cu privire la ridicarea nivelului tehnic al producţiei).

---

[1] Regulament pentru precizarea şi dezvoltarea prevederilor HCM Nr. 1248/1962 privind elaborarea, avizarea şi aprobarea documentaţiilor tehnice pentru investiţii şi sistematizare. CSP şi CSCAS, Bucureşti, Editura tehnică, 1964. [2] Instrucţiuni pentru întocmirea calculelor comparative tehnico-economice privind instalaţii de producere şi transport de energie electrică şi de căldură sub formă de abur şi apă caldă. Ministerul Minelor şi Energiei Electrice, ICSE, 1962.

CZ 629.113-585.12

Funcţionarea şi calculul sincronizatoarelor folosite în cutiile de viteze ale automobilelor romîneşti

RADU AMUZA

Avantajele practice ale sincronizării cutiilor de viteze pentru autovehicule sînt cunoscute:

— mărirea duratei de funcţionare a cutiei de viteze prin evitarea lovirilor frontale ale danturilor de cuplare:

— silenţiozitate în funcţionarea cutiei de viteze;

— uşurarea operaţiei de schimbare a vitezelor şi mărirea siguranţei de circulaţie a autovehiculelor;

— posibilitatea de amplasare a întregului grup motor (ambreiaj, cutie de viteze etc.) la depărtare faţă de conducătorul auto (de exemplu în spate).

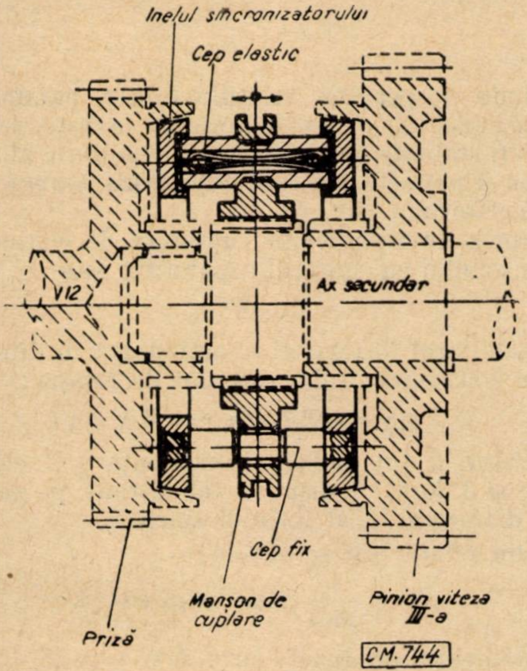

Inelul sincronizatorului
Cep elastic
V12
Ax secundar
Cep fix
Manşon de cuplare
Pinion viteza III-a
Priză
CM. 744

Fig. 1

Introducerea sincronizării cutiilor de viteze poate fi considerată ca fiind primul pas spre automatizarea operaţiei de schimbare a vitezelor.

Cunoaşterea modului de funcţionare a sincronizatorului descris în acest articol este necesară atît celor care vor să-i aducă îmbunătăţiri, cît şi celor care execută depanajul şi reparaţia cutiilor de viteze dotate cu sincronizator.

Construcţia sincronizatorului este redată în figura 1, iar funcţionarea lui în figurile 2, 3 şi 4 în care sincronizatorul este schiţat desfăşurat şi, în consecinţă, rotaţia reciprocă ω_{12} este înlocuită prin viteza reciprocă de translaţie v_{12}.

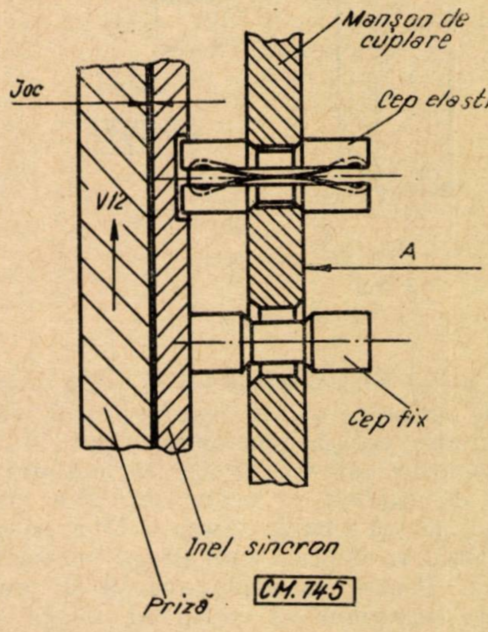

Manşon de cuplare
Joc
Cep elastic
V12
A
Cep fix
Inel sincron
Priză
CM. 745

Fig. 2

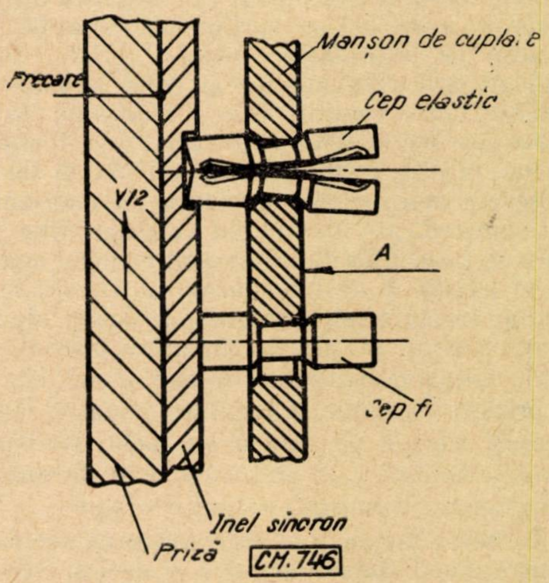

Manşon de cupla e
Frecare
Cep elastic
V12
A
Cep fi
Inel sincron
Priză
CM. 746

Fig. 3

La debreiere maneta cutiei se află în poziţia „liber" ; autovehiculul se deplasează cu o viteză oarecare, iar motorul are o turaţie oarecare. Deoarece este foarte puţin probabil ca turaţia axului secundar să fie egală cu turaţia prizei, între inelul sincronizatorului şi priză există o rotaţie reciprocă ω_{12}. În figurile 1 şi 2 este reprezentată poziţia sincronizatorului în cutie şi a cepurilor sale fixe şi elastice faţă de manşonul de cuplare în acest caz. Din această poziţie, pentru a cupla viteza a IV-a, conducătorul auto va deplasa spre stînga manşonul de cuplare. Pentru ca deplasarea să se producă efectiv, manşonul va trebui să treacă peste umerii cepurilor elastice. Efortul axial necesar trecerii peste aceşti umeri se transmite inelului sincron, care se va sprijini cu suprafaţa sa conică pe suprafaţa conică a prizei. Datorită frecării care are loc şi celor expuse mai înainte, între cepurile fixe şi manşonul de cuplare are loc o schimbare a poziţiei reciproce (noua poziţie reciprocă este arătată în fig. 3). Mişcarea mai departe spre stînga a manşonului este împiedicată de umerii cepurilor fixe prin care se transmite de la manşon la inelul sincron forţa axială A de introducere în viteză, întreţinînd frecarea între suprafeţele conice ale inelului sincron şi prizei. Datorită acestei frecări, mişcarea reciprocă dintre inelul sincron şi priză se va anula. În realitate, priza va căpăta aceeaşi turaţie pe care o au inelul sincron şi axul secundar, care sînt antrenate de autovehicul prin intermediul axului cardanic.

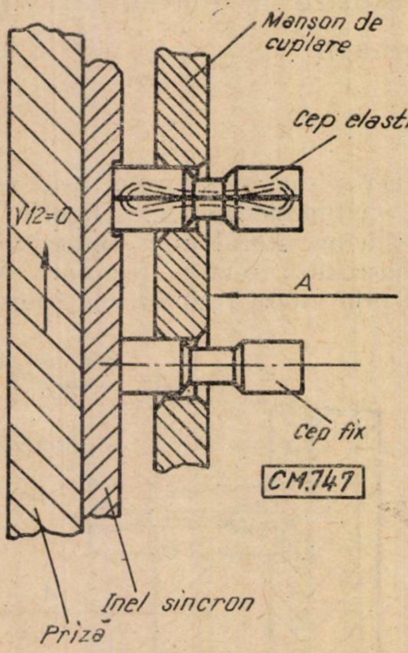


Fig. 4

În acest moment în care mişcarea reciprocă dintre inelul sincron şi priză şi deci şi frecarea dispar, manşonul de cuplare, sub acţiunea forţei A, va trece peste umerii cepurilor fixe şi va realiza cuplarea în viteză. Deoarece ambele piese care se cuplează au aceeaşi turaţie (sînt sincronizate), cuplarea se va realiza fără zgomotul caracteristic cutiilor nesincronizate.

Pentru buna funcţionare a sincronizatorului este necesar ca manşonul de cuplare din poziţia indicată în figura 3 să nu poată trece peste umerii cepurilor fixe mai înainte de realizarea sincronizării, oricît de mare ar fi forţa de cuplare A. Pentru îndeplinirea acestei condiţii trebuie respectate relaţiile dintre parametrii geometrici ai sincronizatorului. Aceste relaţii vor fi stabilite în condiţia de echilibru al forţelor şi momentelor care acţionează asupra sincronizatorului (fig. 5).

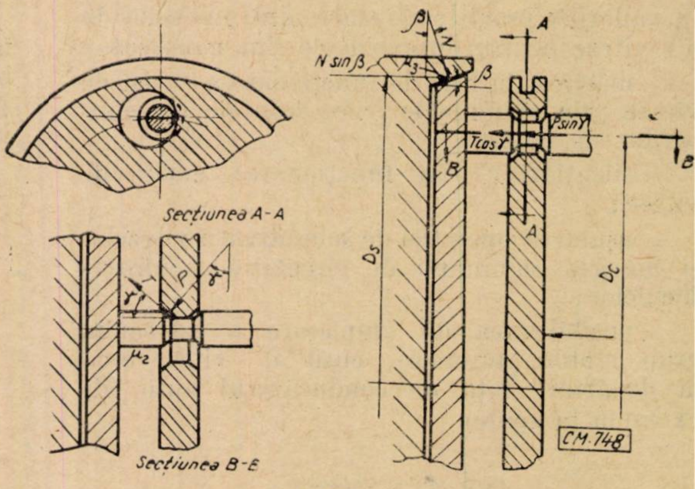


Fig. 5

Forţa de frecare din suprafaţa de contact a manşonului cu umărul cepului fix este

$$T = P\,\mu_2\,. \qquad (1)$$

Echilibrul forţelor care acţionează în direcţia axei sincronizatorului este dat de relaţia :

$$3\,P\sin\gamma + 3\,T\cos\gamma = 3\,N\sin\beta \qquad (2)$$

(factorul 3 ţine seama de existenţa a 3 cepuri fixe şi 3 forţe N dispuse echidistant pe cercul de diametru D_s al inelului sincron).

Din relaţia (2) se obţine :

$$N = \frac{P}{\sin\beta}(\sin\gamma + \mu_2\cos\gamma). \qquad (2a)$$

Momentul produs de forţa de frecare $T_s = N\mu_3$ este dat de relaţia :

$$M_s = 3\,T_s\,\frac{D_s}{2} \qquad (3)$$

şi, pentru buna funcţionare a sincronizatorului, trebuie ca :

$$3T_s\frac{D_s}{2} \geqslant \frac{3D_c}{2}(P\cos\gamma - T\sin\gamma).$$

Înlocuind rezultă :

$$\frac{P}{\sin\beta}(\sin\gamma + \mu_2\cos\gamma)\,D_s\mu_3 \geqslant D_c P\,(\cos\gamma - \mu_2\sin\gamma), \qquad (4)$$

au :

$$\frac{\mathrm{tg}\gamma + \mu_2}{1 - \mu_2 \mathrm{tg}\gamma} \geqslant \frac{D_c}{D_s} \frac{\sin\beta}{\mu_3}. \quad (5)$$

La determinarea parametrilor geometrici care intră în relația (5) trebuie stabiliți coeficienții de frecare μ_2 și μ_3.

Trebuie să se țină seama de faptul că acești coeficienți de frecare (mai ales μ_3) variază cu starea termică a cutiei și gradul de uzură a suprafețelor conice ale inelului sincron.

De aceea, pentru stabilirea definitivă a parametrilor geometrici ai sincronizatorului, după alegerea diametrelor D_s și D_c și a unghiului β, se modifică unghiul γ pînă cînd sincronizatorul funcționează corect. De obicei este necesară o mărire a unghiului γ, ceea ce atrage după sine o mărire nedorită a forței A necesare la manșon, dată de relația :

$$A = 2\, M'_s \left(\frac{\mu_1}{D_m} + \frac{\mu_2 + \mathrm{tg}\gamma}{D_c(1 - \mu_2 \mathrm{tg}\gamma)} \right), \quad (6)$$

în care :

M'_s este momentul necesar învingerii forțelor de frecare din cutie, pentru a roti priza cu turația sincronă ;
μ_1 — coeficientul de frecare dintre manșon și butuc ;
D_m — diametrul mediu al canelurilor manșonului cu care culisează pe butucul său.

În caz că mărirea unghiului γ nu mai este posibilă, se vor lua următoarele măsuri :

— micșorarea unghiului β (limita inferioară este dată de atingerea unghiului de autoblocare) ;

— mărirea diametrului D_s ;

— micșorarea diametrului D_c.

Pentru ilustrarea celor expuse se dau în cele ce urmează două exemple valabile pentru sincronizatorul vitezelor III și IV al cutiei SR—131 :

Pentru valorile : $\gamma = 45°$; $\mathrm{tg}\gamma = 1$; $\beta = 8°$; $\sin\ \beta = 0{,}139$; $\mu_2 = \mu_1 = 0{,}15$; $D_c = 92$ mm ; $D_s = 117$ mm ; $D_m = 61$ mm va trebui ca :

$$\mu_3 = 0{,}0806, \text{ iar } A = 84\ M'_s.$$

Pentru $\gamma = 60°$ și tg $\gamma = 1{,}735$ va trebui ca :

$$\mu_3 = 0{,}043 ; \ A = 104{,}4\ M'_s.$$

Rezultă că mărirea unghiului γ de la 45° la 60° are drept urmare admiterea scăderii coeficientului de frecare μ_3 de la 0,0806 la 0,043.

Pentru obținerea unui coeficient de frecare μ_3 cît mai mare și mai stabil față de starea termică a cutiei, pe suprafața conică a inelului sincron se execută o filetare și frezări axiale care ajută la evacuarea rapidă a uleiului dintre suprafețele ce urmează să se frece între ele.

La introducerea sincronizării cutiilor de viteze ale autovehiculelor fabricate în R.P.R., alături de problemele ridicate de proiectarea sincronizatorului, au trebuit să fie rezolvate și problemele de tehnologie ridicate de execuția sincronizatorului.

Rezolvarea cu succes a acestor problemee într-un timp relativ scurt, constituie o parta din realizările cu care se mîndrește industri. noastră automobilistică, înființată acum 10 ani,

---

[1] *Manea, Gh.* Organe de mașini, vol. II, București, 1958. [2] Kraftfahrzeugtechnik, nr. 12, 1959.

CZ 621.9.018.5

Unele aspecte ale prelucrării prin electroeroziune

GHEORGHE SĂLCUDEAN și MARTA SĂLCUDEAN

Electroeroziunea este un procedeu de prelucrare a metalelor sau, în general, a materialelor bune conducătoare de electricitate, care utilizează o descărcare electrică între doi electrozi, pentru a determina preluarea particulelor de pe unul dintre ei.

Descărcarea electrică este o scînteie de foarte scurtă durată, care are loc între electrodul-sculă și electrodul-piesă printr-un dielectric, în general, lichid.

Schema generală de principiu este dată în figura 1.

În circuitul de încărcare *I*, curentul de la sursa *A* trece prin rezistența *R* la condensatorul *C*.

În circuitul de descărcare *II*, scînteia apare periodic, în momentul apropierii electrozilor *U* și *D*.

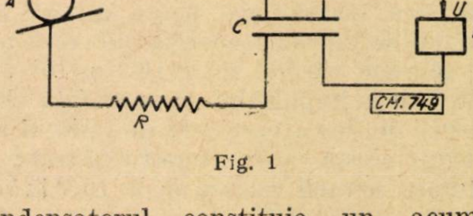


Fig. 1

Condensatorul constituie un acumulator de energie pe care o cedează la descărcare într-un timp foarte scurt. Prin urmare se dezvoltă prin scînteie o putere instantanee foarte mare. Descărcarea electrică dintre cei doi electrozi realizează, în general, un efect de distrugere prin eroziune a electrozilor care, în condiții necontrolate, afectează în egală măsură ambii electrozi.

Pentru electrozii cu conductivități termice apropiate, uzura va fi mai accentuată la materialul cu punctul de topire mai scăzut.

Dacă însă cele două conductivități sînt mult diferite, cea a catodului fiind mai mare decît a anodului, valoarea uzurii este mai mare la anod, chiar dacă temperatura de topire a catodului este mai mică.

S-a constatat că prin introducerea electrozilor într-un lichid dielectric efectul scînteii este mai puternic, cantitatea de material erodat fiind mai mare.

Considerînd catodul constituit din muchii tăietoare multiple, fiecare scînteie produce asupra piesei de prelucrat efectul unei muchii tăietoare elementare, suma acestor efecte ducînd la realizarea reliefului și a profilului catodului pe piesa de prelucrat.

Prelucrarea prin scîntei constă deci în îndepărtarea de material corespunzător prelucrării dorite, provocînd scîntei sau arcuri electrice între piesa care constituie anodul și un electrod de formă convenabilă, constituind catodul. Electrodul trebuie să aibă o mișcare axială relativă față de piesa de executat, pentru ca descărcările să se poată produce în condiții optime.

Catodul denumit electrod-sculă este confecționat dintr-un material bun conducător de electricitate, în general cupru sau alamă, care prezintă avantajul unei prelucrări ușoare și ieftine. Acest lucru prezintă importanță, avînd în vedere uzura relativ mare a electrozilor, precum și necesitatea unui set de electrozi în cazul prelucrărilor pretențioase.

Îndepărtarea de material prin electroeroziune nu trebuie să provoace modificări structurale ale piesei în imediata apropiere a craterului. Din acest motiv se folosesc descărcări scurte și cu mare energie.

Se redau cîteva caracteristici ale descărcărilor folosite în prelucrările prin electroeroziune:

— densitatea curentului atinge cîteva mii de amperi pe milimetru pătrat;

— temperatura canalului dintre electrozi este de ordinul a 10 000°C;

— puterea instantanee poate atinge cîteva zeci de mii de kilowați, energia eliberată pentru fiecare scînteie variind între 10^{-2} și 10^{2} Joule;

— presiunea impulsului pe suprafața electrozilor atinși de descărcare este de ordinul miilor de kilogramforță pe centimetru pătrat;

— durata scînteii variază de la 10^{-8} la 10^{-4} s.

Avînd în vedere durata foarte mică a scînteii, procesul poate fi considerat adiabatic.

Caracteristicile descărcărilor prin arc electric controlat, utilizate actualmente, sînt cu totul diferite de cele ale descărcărilor prin scîntei.

Cantitatea elementară de material îndepărtată prin procedeul cu arc este mai mare decît la prelucrarea prin scîntei.

Energia eliberată de un asemenea arc este de ordinul a 20÷100 Joule, în timp ce durata descărcărilor este de ordinul a 10^{-3} s.

Craterele elementare sînt de dimensiuni mari și deci acest fel de prelucrare nu se utilizează decît în cazurile în care nu este necesară o precizie sau o calitate deosebită a suprafeței.

Toate materialele bune conducătoare de electricitate se pot prelucra prin scîntei.

Procedeul prin care s-a obținut piesa care urmează să fie prelucrată (turnare, laminare, forjare etc.) nu are nici o importanță.

S-a constatat că la prelucrarea pieselor călite pot apărea microfisuri sau chiar fisuri, în cazul cînd călirea s-a făcut brusc. Apariția lor se datorește efectului scînteii asupra tensiunilor interne. Se recomandă deci prudență la prelucrarea prin scîntei a acestor piese.

Descărcările sub formă de scîntei produc cratere apropiate ca formă de o semisferă sau calotă sferică.

Diametrul și adîncimea acestor cratere sînt în funcție de energia eliberată de scîntei.

Suprafața rezultată prin prelucrare are aspectul unei suprafețe sablate mate. Rugozitatea ei nu poate fi apreciată corect cu ajutorul rugozimetrelor clasice, întrucît asperitățile au caracter diferit față de cele rezultate din prelucrările mecanice.

S-a convenit să se stabilească o mărime care să oglindească valoarea asperității și anume: distanța maximă între vîrful și golul craterelor, h_{max} (fig. 2).

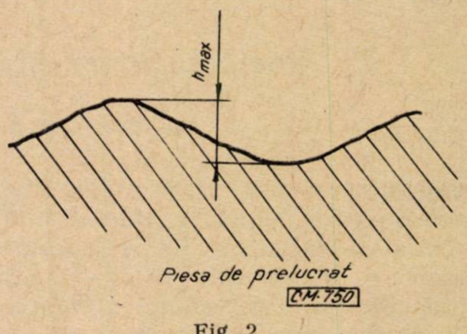


Fig. 2

Valorile experimentale medii, recomandate pentru această mărime, sînt următoarele: prelucrări grosiere 50 — 80 μm; de eboșare 12 — 20 μm; de semifinisare 3 μm; de finisare 1 μm și de superfinisare 0,3 — 0,64 μm.

Precizia de execuție a pieselor este funcție de următorii parametri:

— precizia de realizare a electrozilor poanson care vor fi utilizați la prelucrare;

— precizia batiului şi a ghidajului culisorului portelectrod;

— stabilitatea jocului electrod-piesă pentru reglajul ales şi cunoaşterea acestui joc în funcţie de metalul utilizat la confecţionarea electrodului.

Acest ultim parametru este cel mai important, întrucît condiţionează alegerea optimă a generatorului de scîntei necesar.

Factorii care determină fidelitatea de reproducere a profilului electrodului-sculă sînt următorii: uzura electrozilor; variaţiile prevăzute ale jocului electrod-piesă şi regularitatea evacuării particulelor metalice.

Este necesar să se ţină seamă de faptul că suprafaţa rezultată din prelucrarea prin electroeroziune este funcţie, în afară de factorii enumeraţi mai sus, şi de structura sa cristalină sau de granulaţia sa, în cazul materialelor sinterizate.

În general, s-a constatat că prin precipitarea hidrocarburilor din dielectric se determină o recarburare superficială a metalului prelucrat, în funcţie de energia eliberată de scînteie şi de conţinutul de carbon al hidrocarburilor din dielectric.

Acest fenomen poate fi considerat un avantaj în cazul prelucrării sculelor şi un inconvenient în cazul prelucrării organelor de maşini, unde duritatea prea mare a stratului superficial nu este întotdeauna de dorit.

Utilajul folosit la prelucrarea prin electroeroziune poate fi clasificat după modul în care se închide circuitul de descărcare.

La maşinile de prelucrat prin electroeroziune cu contact, electrodul fixat pe broşă vibrează axial, atingînd periodic piesa de prelucrat. Amplitudinea acestor vibraţii este în general mică, nedepăşind 0,5—2 mm.

Mişcarea vibratorie este de obicei creată de un electromagnet, iar în unele cazuri printr-un mecanism cu excentric sau bielă, acţionat de un motor electric.

La maşinile de prelucrat prin electroeroziune fără contact, electrodul-sculă nu ajunge niciodată în contact cu piesa, rămînînd la o distanţă necesară desfăşurării normale a operaţiei.

Maşinile de prelucrat prin electroeroziune cu contact au o productivitate sensibil inferioară celor fără contact.

Părţile principale ale unei maşini de prelucrat prin electroeroziune sînt: batiul *1*, mecanismul de deplasare *2*, baia de lucru *3*, generatorul de impulsuri electrice *4*, instalaţia de pompare *5* şi regulatorul de avans *6*.

În figura 3 se pot observa aceste părţi la maşina de prelucrat prin electroeroziune,, Eleroda D1" de fabricaţie elveţiană, una dintre cele mai reuşite construcţii realizate pînă în prezent.

În cazuri mai puţin pretenţioase, se pot transforma în maşini de prelucrat prin scîntei şi maşinile de prelucrat clasice, cele mai uşor de adaptat fiind maşinile de găurit şi frezat. Ultimele au avantajul că masa este deplasabilă. Pe aceste maşini se montează echipamentul electric necesar.

Productivitatea realizată de maşinile de prelucrare prin electroeroziune este cuprinsă între 5 şi 2 000 mm³/min, pentru maşinile obişnuite, şi între 2 500 şi 10 000 mm³/min, la maşinile sovietice specializate, utilizate în mod special pentru operaţii de degroşare.

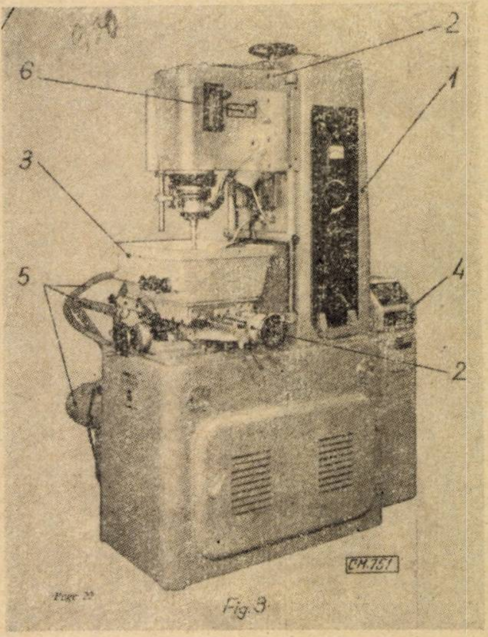


Fig. 3

În ţara noastră procedeul de prelucrare prin electroeroziune cîştigă tot mai mult teren, ajungîndu-se ca maşinile de prelucrat prin scîntei să fie folosite în mod curent.

În sculăria Fabricii de armături neferoase şi echipament metalic se utilizează cu succes o maşină de prelucrat prin electroeroziune, de fabricaţie engleză, Wickman Erodomatic (fig. 4).

La început prelucrările s-au redus la retezări de plăcuţe din materiale dure, găuriri mai simple etc.

O dată cu acumularea de experienţă s-au încercat a se executa diverse prelucrări mai complicate, pe măsura posibilităţilor maşinii.

S-au efectuat probe pentru realizarea preciziei dimensionale, precum şi probe pentru realizarea calităţii dorite.

La probele efectuate s-au utilizat diferite reglaje pentru a se obţine o suprafaţă cît mai puţin rugoasă.

Suprafaţa cea mai netedă s-a obţinut în următoarele condiţii:

materialul de prelucrat — plăcuţă dură T 15 K 6;

electrodul – alamă trasă AM 58;
rugozitatea suprafeţei de lucru a electrodului – 0,2–0,4 μm;
regimul de lucru – tensiunea 120 V, intensitatea 550 mA, dielectric – petrol.

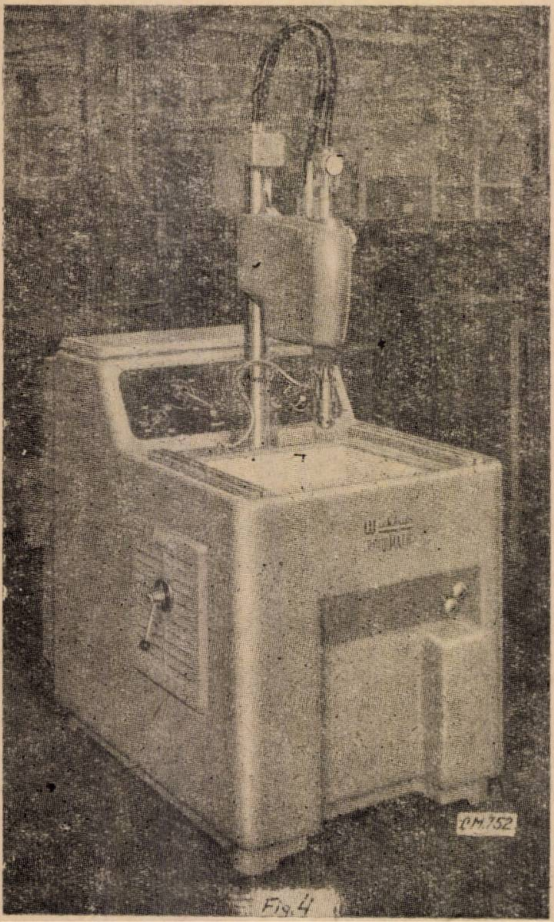


Fig. 4

Rugozitatea suprafeţei rezultate a fost de 0,4–0,8 μm, corespunzătoare unui proces de rectificare fină, rodare sau suprafinisare.

În continuare se prezintă cîteva dintre încercările efectuate. De exemplu, au fost executate cîteva matriţe pentru căpuirea diverselor tipuri de şuruburi, pentru maşinile de refulat la rece orizontale (SACMA–SP1), (fig. 5a, 5b).

Regimul de lucru utilizat:
degroşare – tensiunea 178 V, intensitatea 6,6 A;
finisare – tensiunea 125 V, intensitatea 750 mA;
rugozitatea obţinută – 0,8÷1 μm;
electrodul – Am 58-tras;
piesa – plăcuţă T 5 K 10.

S-a mai executat o sculă pentru broşarea locaşului de fixare a stelelor de manevră la tijele de robineţi pentru armături sanitare, cum se arată în figura 6a, 6b (E_1 – electrod de degroşare, E_2 – electrod de semifinisare, E_3 – electrod de finisare).

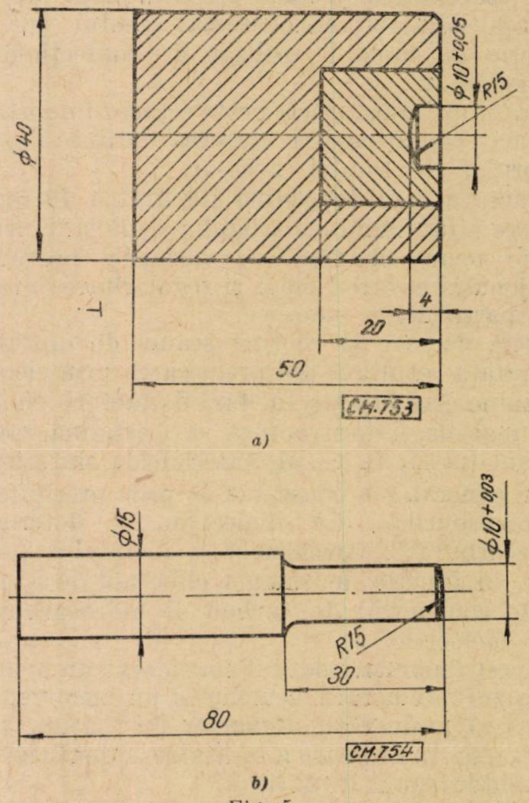

ϕ40
ϕ10+0,05
R15
4
20
50
CM.753
a)
ϕ15
ϕ10+0,03
R15
30
80
CM.754
b)

Fig. 5

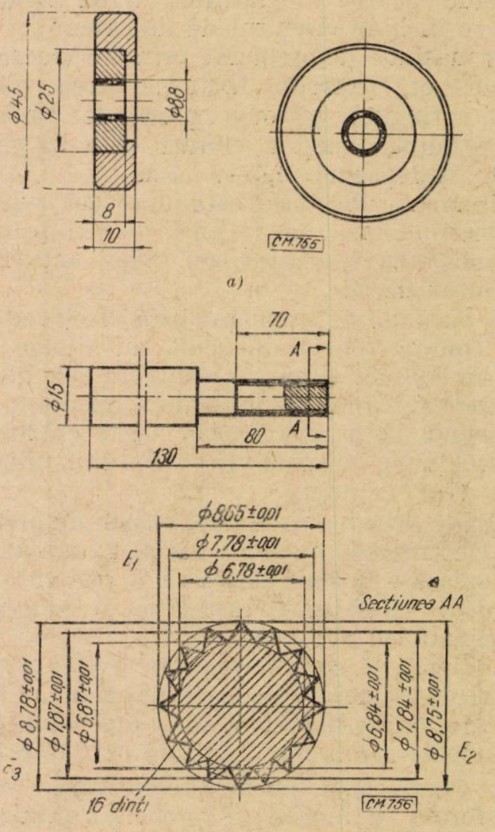

ϕ45
ϕ25
ϕ8,8
8
10
CM.755
a)
70
A
ϕ15
80
130
ϕ8,65±0,01
ϕ7,78±0,01
ϕ6,78±0,01
E₁
Secţiunea AA
ϕ8,78±0,01
ϕ7,87±0,01
ϕ6,87±0,01
ϕ6,84±0,01
ϕ7,84±0,01
ϕ8,75±0,01
E₂
E₃
16 dinţi
CM.756
b)

Fig. 6

Regimul de lucru utilizat:

- degroșare — tensiunea 212 V, intensitatea 12 A;
- finisare — tensiunea 125 V, intensitatea 750 mA;
- rugozitatea obținută — aproximativ 0,8 μ;
- electrodul — Am 58;
- piesa — plăcuță dură T 15 K 6.

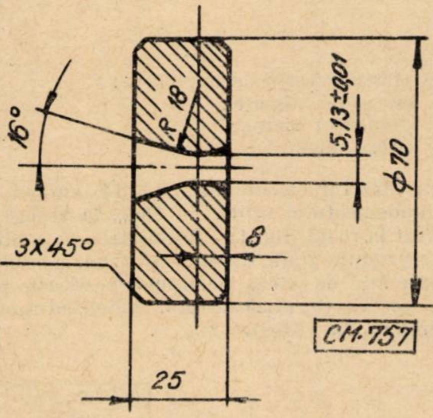


Fig. 7 a.

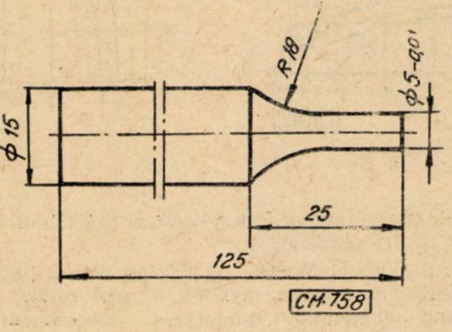


Fig. 7 b.

Întrucît piesa necesită o execuție mai precisă, prelucrarea s-a făcut cu trei electrozi utilizați succesiv. Precizia obținută a fost corespunzătoare.

La executarea unor filiere pentru calibrarea sîrmelor din alamă și oțel, necesare executării șuruburilor cu filet rulat, precizia necesară fiind mai ridicată decît la celelalte piese, prelucrarea s-a realizat cu și mai multă atenție, lucrîndu-se cu doi electrozi succesivi, cum se arată în figurile 7a, 7b, 7c (I — electrod de degroșare; II electrod de finisare).

Regimul de lucru utilizat:

- degroșare — tensiunea 178 V, intensitatea 6,6 A;
- finisare — tensiunea 120 V, intensitatea 550 mA;
- rugozitatea obținută — 0,6 ÷ 0,8 μm;
- electrodul — Am 63;
- piesa — plăcuță dură T 15 K 6.

Precizia rezultată și calitatea suprafeței au fost corespunzătoare.

Se consideră că, în viitor, prelucrarea prin electroeroziune va lua un avînt din ce în ce mai mare în cadrul FANEM, ținîndu-se seamă de rezultatele obținute și de faptul că un număr mare din SDV ale sectoarelor de turnătorie și prelucrări mecanice se pretează a fi executate prin acest procedeu (de exemplu matrițele de turnare sub presiune și cochiliile pentru turnarea pieselor din alamă și aluminiu care au profile complicate, greu de prelucrat prin alte metode).

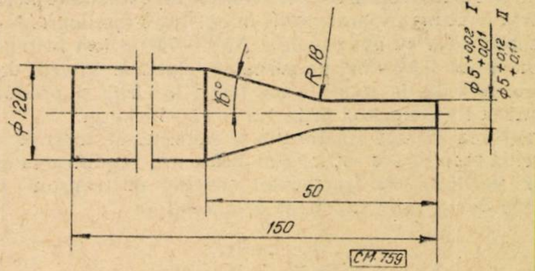


Fig. 7 c.

Documentare

Influenţa creşterii vitezei asupra randamentului roţilor conducătoare ale tractoarelor. P. P. Sevţov şi N. G. Kuzneţov. In: Traktori i selhozmaşinî, nr. 5, 1964.

Tendinţa de creştere a vitezei tractoarelor a ridicat problema influenţei exercitate asupra randamentului roţilor conducătoare ale acestor maşini. În legătură cu aceasta, s-au efectuat încercări cu un şasiu experimental realizat pe baza tractorului MTZ-5MC. În acest scop, motorul D—48, care echipează în mod obişnuit tractorul MTZ-5MC, a fost înlocuit cu un motor ZIL—120, putîndu-se obţine astfel viteze de înaintare mai mari cu 50 %, în toate treptele de viteză. Pentru varierea vitezei de înaintare a tractorului cu menţinerea constantă a forţei, la cîrlig, s-a modificat turaţia motorului. Pentru încărcarea tractorului s-a utilizat automobilul GAZ—63; pe arătură încărcarea a fost modificată prin schimbarea raportului de transmitere al automobilului, iar pe mirişte şi asfalt s-a introdus frînarea suplimentară a acestuia.

În cursul experimentărilor s-au măsurat momentul motor şi turaţia roţilor conducătoare, calea săpată şi forţele efective de împingere. S-au repetat apoi experimentările, măsurîndu-se aceiaşi parametri pentru o roată, cum şi sarcinile verticale pe ambele roţi motoare, deformaţiile radiale ale pneurilor şi forţa la cîrlig. Aparatura de înregistrare (oscilograf N—102 şi amplificator cu opt canale 8 ANC—7M) a fost instalată în automobilul GAZ—63, pe suspensie elastică. Viteza de înaintare, la valorile stabilite ale forţei la cîrlig şi presiunii în pneuri, a fost cuprinsă între 1,5 şi 14—15 km/h.

Creşterea vitezei tractorului a determinat mărirea rezistenţei la înaintare a roţilor conducătoare, amplificarea oscilaţiilor verticale ale tractorului acuzînd un consum suplimentar de energie, exprimat prin relaţia:

$$E = \frac{ma^2\,\omega^2}{2},$$

în care:

m este masa oscilantă redusă la roată;
ω — frecvenţa oscilaţiilor;
a — amplitudinea oscilaţiilor.

Într-adevăr, o dată cu majorarea vitezei de mişcare se măreşte frecvenţa oscilaţiilor forţate, energia de oscilaţie fiind preluată de frecările din interiorul pneurilor şi dintre pneuri şi calea de rulare, ceea ce provoacă creşterea rezistenţei la înaintare. Criteriul obiectiv de apreciere a variaţiei frecvenţei oscilaţiilor forţate a constat în urmărirea oscilaţiilor sarcinii pe roţi.

Acelaşi efect l-a avut creşterea momentului motor aplicat roţilor. Această creştere a provocat nu numai mărirea deformaţiilor solului sub acţiunea roţilor, dar şi apariţia deformaţiilor tangenţiale ale pneurilor, ilustrate prin creşterea razei roţii în zona de intrare în contact cu solul şi micşorarea acesteia în zona de ieşire.

În contradicţie cu rezultatele unor cercetări anterioare, s-a constatat o creştere a coeficientului de patinare o dată cu viteza de mişcare, ceea ce este explicabil ţinînd seamă că oscilaţiile tractorului au fost însemnate în timpul deplasării cu viteze sporite pe soluri neregulate. Consecinţa acestui fapt a constat în variaţia continuă a sarcinii pe roţi, ducînd la micşorarea greutăţii aderente şi, ca urmare, la mărirea coeficientului de patinare.

Randamentul roţilor conducătoare a fost calculat cu relaţia:

$$\eta = \frac{Fv}{M\,\omega_r},$$

în care;

F este efortul efectiv de împingere;
v — viteza de mişcare;
M — momentul motor;
ω_r — viteza unghiulară a roţii.

Creşterea vitezei tractorului de la 2 la 14 km/h a provocat scăderea randamentului roţilor cu 13%, la acelaşi moment motor aplicat la roată (fig. 1). Rezultatele obţinute au permis să se reprezinte grafic dependenţa randamentului roţilor conducătoare faţă de viteza tractorului la diferite puteri ale motorului acestuia (în priză directă, admiţînd randamentul mecanic egal cu 0,9 — figura 2).

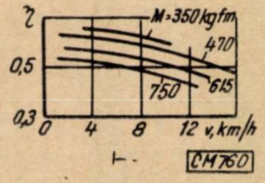


Fig. 1

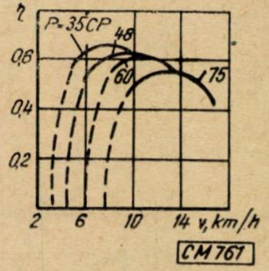


Fig. 2

Curbele prezentate au fost ridicate la funcţionarea pe cîmp pregătit pentru semănat.

În cazul experimentărilor pe arătură nu s-a putut obţine funcţionarea la puterea maximă a motorului, oscilaţiile tractorului îngreuind conducerea. Experimentările pe asfalt, efectuate pentru control (în lipsa oscilaţiilor), au demonstrat o variaţie neînsemnată a rezistenţei la înaintare şi a coeficientului de patinare la creşterea vitezei în limitele indicate.

Asamblarea prin sudură a oţelurilor de compoziţie diferită în fabricarea supraîncălzitoarelor şi încălzitoarelor. In: La technique moderne, nr. 6, 1964.

În construcţia raţională a supraîncălzitoarelor şi a încălzitoarelor este folosită o întreagă gamă de oţeluri: oţel carbon, două sau trei oţeluri slab aliate, la care conţinutul de crom creşte de la 0,5% la 9—12% şi—acolo unde temperatura în partea cea mai caldă a supraîncălzitorului depăşeşte 580°C — oţeluri austenitice de tip 18 — 8 (18% Cr şi 8% Ni).

Ţevile din diferite feluri de oţeluri sînt asamblate prin sudură şi la temperaturi înalte sînt supuse următoarelor fenomene:

— Decarburarea oţelului cu conţinut scăzut de crom şi mărirea grăunţilor în zona decarburată.

— Tensiuni interne datorită sudării oţelurilor cu coeficienţi de dilatare diferiţi.

— Coroziune — oboseală în zona decarburată.

Aceste fenomene îşi combină efectele în special în îmbinările între oţelurile carbon slab aliate şi cele austenitice, la care diferenţele între conţinutul de crom şi între coeficienţii de dilatare sînt cele mai mari.

Pentru a se remedia aceste inconveniente se folosesc următoarele metode:

— Îmbinări sudate. Unii constructori preconizează folosirea unui metal de adaos de aceeaşi compoziţie cu a metalului mai slab aliat şi un tratament potrivit pentru oţelul mai înalt aliat; cele mai folosite metode sînt: utilizarea unui material de adaos cu o compoziţie intermediară (6—9% Cr) sau cu conţinut ridicat de nichel, pentru a se evita decarburarea oţelului cu conţinut mai scăzut de crom.

— Îmbinări mecanice. Constructorii germani folosesc astfel de îmbinări la care sudurile sînt simple suduri de etanşeitate, a căror eventuală fisurare nu periclitează rezistenţa mecanică a îmbinării.

— Îmbinări sudate cu material de adaos, prin presiune sau electric.

Babcock & Wilcox (Anglia) foloseşte la aceste suduri un material de adaos din oţel austenitic, pe cînd aceeaşi firmă în R.F.G. foloseşte un oţel carbon stabilizat. Metalurgiştii americani Tucker şi Ebuli au demonstrat superioritatea metalului de adaos cu conţinut ridicat de nichel.

Piese de tranziţie speciale. Kellog foloseşte un element tubular din oţel carbon pe care este turnat un element exterior din oţel austenitic. Chesterfield şi Mannesmann construiesc asamblaje conice cu un strat de nichel depus pe oţelul carbon înainte de sudare la temperaturi înalte. Jessop-Chaville confecţionează piese de tranziţie dintr-un lingou elaborat în cuptorul cu arc sub vid prin fuziunea unui electrod consumabil.

Piese de tranziţie cu coeficienţi de dilatare intermediari. Sandvik a fabricat piese de tranziţie al căror coeficient de dilatare (16×10^{-6}) este intermediar între cel al oţelului austenitic şi cel al oţelului feritic. Firth-Brown foloseşte îmbinări sudate, confecţionate din trei piese intermediare şi patru materiale de adaos cu coeficienţi de dilatare diferiţi.

De asemenea, se pare că o nouă metodă de amestecare a pulberilor metalice cu coeficienţi de dilatare diferiţi va da bune rezultate.

Dintre toate metodele enumerate, autorul, M. F. Zimmer, consideră trei mai interesante :
- Sudarea prin compresiune la temperaturi înalte.
- Sudarea electrică.
- Sudarea cu metal de adaos cu conţinut ridicat de nichel.

Tăierea cu foarfecă hidraulică. Cohn, H. In : Rivista di meccanica, nr. 328, 1964.

În general, se cunosc mai puţin parametrii caracteristici ai foarfecii cu comandă hidraulică decît cei ai foarfecii cu comandă mecanică.

În figura 1 apar curbele de variaţie ale forţei de tăiere în funcţie de timp, pentru foarfeca mecanică 2 şi pentru aceea hidraulică 1. În cazul foarfecii hidraulice, forţa de tăiere necesară este mult mai redusă, rămînind în acelaşi timp constantă în tot timpul operaţiei.

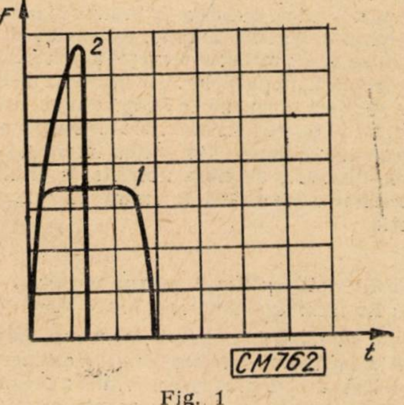


Fig. 1

Reducerea forţei de tăiere se datoreşte faptului că lama foarfecii are posibilitatea de a nu copia profilul piesei.

Chiar dacă se foloseşte o lamă mobilă obişnuită, cu grosimea egală cu aceea a piesei, forţa de tăiere necesară se reduce cu 33 % la foarfeca hidraulică.

Utilizarea lamei cu două tăişuri (fig. 2) duce la înlăturarea, într-o mare măsură, a bavurii terminale ; deformaţiile inerente rămîn limitate la zona redusă a bavurii ce se îndepărtează ulterior.

Dacă lama fixă este profilată în funcţie de secţiunea materialului, bavura este complet înlăturată. În cazul cînd diametrul secţiunii de trecere este cu 0,02—0,05 mm mai mare decît cel al materialului, extremitatea retezată poate aluneca înapoi în orificiu, fapt ce dovedeşte că deformaţia determinată prin tăiere este neînsemnată.

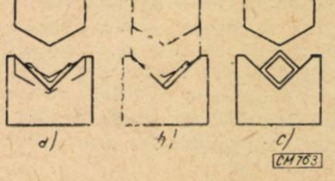


Fig. 2

Costul tăierii, folosind foarfeca hidraulică, se reduce cu 68 %, în raport cu ferăstrăul cu pînză de oţel, şi cu 78 % faţă de tăierea cu disc abraziv.

Creşterea durabilităţii arborilor cu came prin înlocuirea oţelului cu fontă modificată de înaltă rezistenţă L. M. Burakov, A. Leuşin şi L. A. Solnţev. In : Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 4, 1964.

Catedra de tehnologia metalelor a Institutului pentru automobile şi căi ferate din Harkov, în colaborare cu uzina „Secera şi ciocanul", a studiat posibilitatea înlocuirii oţelului OL 45 cu fontă modificată de înaltă rezistenţă, la fabricarea arborelui cu came al motorului Diesel de tractor SMD.

În prima etapă s-au desfăşurat încercări de uzură pe epruvete confecţionate din noul material, supuse la diferite tratamente termice (călire CIF, normalizare plus revenire, normalizare, fără tratament), din fontă albă şi din oţel OL 45 călit CIF. În acest scop a fost construită o instalaţie specială de simulare a funcţionării cuplului camă-tachet, echipată cu tacheţi din fabricaţie de serie. Condiţiile de încercare au fost următoarele :

presiunea de contact	3 100 kgf/mm²;
turaţia	720 rot/min ;
durata unei încercări	35 min ;
numărul de încercări pe ciclu	7—15 ;
frecarea	uscată.

Rezistenţa la uzură a epruvetelor a fost apreciată prin pierderile de greutate, determinate cu balanţa analitică după fiecare încercare. Cel mai bine s-a comportat fonta modificată de înaltă rezistenţă călită CIF la HRC = 45 — 59 ; luînd ca referinţă rezistenţa la uzură a oţelului OL 45 călit CIF (100 %), valoarea corespunzătoare acestei fonte a fost de 240 %.

În consecinţă, pentru turnarea arborilor cu came s-a utilizat fontă cu compoziţia : 3,0—3,45 % C ; 2,7—2,9 % Si ; 0,7—1,0 % Mn ; 0,003—0,015 % S ; 0,09—0,12 % P ; 0,03—0,06 % Cr ; 0,03—0,05 % Ni. Proporţia de magneziu după modificarea la turnare a atins 0,04—0,05 %.

Turnarea s-a efectuat în forme-coajă, dispuse orizontal, metalul fiind introdus prin partea îngroşată a arborelui. Dezbaterea din formă a avut loc după 20—30 min de la turnare. Această metodă a conferit semifabricatului precizie dimensională corespunzătoare, cu calitatea suprafeţelor superioară, astfel încît prelucrarea mecanică a putut fi limitată numai la paliere şi came.

Caracteristicile mecanice determinate pe epruvete debitate din arborii astfel turnaţi corespund mărcii VC 50—1,5 (GOST 7293—54). În microstructură s-au constatat urme de cementită eutectică şi de ferită liberă, pentru îndepărtarea cărora s-a aplicat tratamentul de normalizare. Regimul optim stabilit prin încercări (încălzire la 920°C timp de 2 h) asigură completa descompunere a cementitei şi micşorarea cantităţii de ferită cu 10 %. Normalizarea a fost urmată de revenire (încălzire la 620°C timp de 4 h şi răcire în aer), la sfîrşitul căreia s-a obţinut limita de rezistenţă de 68—78 kgf/mm², alungirea relativă de 2,5—4 %, rezilienţa de 2,4—3,8 kgfm/cm² şi duritatea HB = 270.

Regimul de călire CIF, aplicat arborilor cu came după revenire, s-a caracterizat prin frecvenţa de 8 000 Hz, tensiunea de 680 V, durata de încălzire a camelor de 7—8 s şi a palierelor de 20—22 s, răcire cu apă. S-au obţinut astfel duritatea HRC = 46— 56 şi o structură aciculară, cuprinzînd martensită, austenită şi grafit sferoidal.

Arborii cu came fabricaţi în aceste condiţii au echipat motoare supuse la încercări de banc. Uzura palierelor după o durată de 2 000 — 3 000 h de funcţionare nu a depăşit 0,005 mm pe diametru ; uzura la vîrful camelor a fost cuprinsă între 0,005 şi 0,025 mm, în timp ce la camele arborilor executaţi din oţel OL 45 uzura atinge 0,02—0,04 mm.

La demontarea motoarelor cu arbori cu came turnaţi din fontă modificată de înaltă rezistenţă, după 1 500 h de funcţionare pe tractor, s-a constatat o uzură a vîrfurilor camelor mai mică decît 0,02 mm.

Pe lîngă avantajele care rezultă din încercările efectuate trebuie amintit că prin utilizarea arborilor cu came turnaţi din noul material se economisesc 15 kg de oţel OL 45 pe motor.

Călirea în matriţă împiedică deformarea oţelului în timpul tratamentului termic. J. P. Orr. In : La machine moderne, martie 1964.

Utilizarea aliajelor cu durcizare structurală a determinat precizarea unor metode de tratare termică, care să împiedice deformarea în timpul acestui proces.

Pentru prelucrare prin deformare plastică, materialul este iniţial încălzit la 1 065°C şi apoi răcit în aer. După formare la rece, piesa este încălzită timp de o oră şi jumătate la 760°C şi apoi introdusă într-un cuptor de menţinere la 426°C. Din acest cuptor piesele sînt preluate pentru călire în matriţă.

După cum se ştie, călirea în matriţă a oţelului cu durcisare structurală se bazează pe faptul că la 315°C dimensiunile sînt aceleaşi ca la presa rece ; diminuarea dimensiunilor, datorită contracţiei termice, este echilibrată de creşterea determinată de apariţia martensitei. Transformarea microstructurii are loc între 148°C şi temperatura ambiantă, interval în care deformarea este împiedicată de matriţa a cărei temperatură este continuu controlată.

Procesul se termină cu o a doua îmbătrînire, piesa fiind încălzită la aproximativ 538°C (în funcţie de limita elastică dorită) şi apoi răcită în aer ; această a doua încălzire nu determină deformaţii.

Metoda dublei îmbătrîniri prezintă avantaje. Permite folosirea unor matriţe uşor de realizat şi a unui poanson de plumb. În plus, prin reglarea temperaturii matriţei se scurtează durata călirii pînă la un minut.

Reglajul temperaturii se rezumă la răcirea matriţei cu ajutorul bioxidului de carbon rece care trece prin matriţă ieşind liber în atmosferă.

Sistemul de răcire comportă un rezervor cu alcool în care se introduce bioxidul de carbon solid ; gazul produs este condus prin conducte în matriţă, trecînd apoi în atmosferă. Presiunea medie a fluidului de răcire este de circa 4 kgf/cm², putînd fi variată în funcţie de volumul piesei care trebuie răcită.

Organizarea şi deservirea cu scule a liniilor automate. E. B. Itin. In : Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 5, 1964.

Deservirea locurilor de muncă cu scule, în condiţiile automatizării producţiei, constituie o problemă deosebit de importantă. Practica a arătat că, pentru asigurarea funcţionării normale a liniilor automate, este necesar ca metodele obişnuite de organizare a distribuţiei de scule şi dispozitive să fie îmbunătăţite prin mijloace speciale, care să permită creşterea ritmului de producţie la un nivel corespunzător.

În acest sens, la uzinele Lihaciov din Moscova s-a introdus un nou sistem de deservire a locurilor de muncă. Sistemul prevede depozitarea pe compartimente de producţie, în dulapuri speciale, a sculelor de lucru şi de rezervă şi a instrumentelor şi dispozitivelor de reglare. În cadrul sistemului se realizează controlul stării sculelor cu o instalaţie automată de semnalizare, livrarea la locul de muncă şi returnarea la un număr redus la magazii speciale. Magaziile speciale sînt organizate pe seturi de scule aşchietoare şi auxiliare, instrumente de măsură, dispozitive etc., în conformitate cu specificaţiile serviciului tehnologic.

În componenţa magaziilor speciale intră mai multe secţii, cu diferite atribuţii. Astfel, conform schemei de mişcare (fig. 1), secţia de depozitare 1 primeşte sculele de la atelierul central de ascuţire 4 şi de la magazia centrală, le păstrează şi le livrează la secţia de completare 2. În secţia de completare se refac seturile de scule cu care sînt dotate depozitele 6 din compartimentele de producţie ale liniei automate 7. Secţia de recepţie şi sortare 5 preia sculele după utilizare şi le distribuie pentru o nouă folosire, ascuţire sau recondiţionare. Centrul dispecer 3 elaborează graficul de distribuire în compartimentele de producţie, controlează îndeplinirea acestui grafic, primeşte informaţii asupra descompletării seturilor aflate în depozitele din compartimentele producţiei şi ia măsuri pentru completarea acestora. Deplasarea sculelor la compartimentele de producţie se realizează cu electrocare de dimensiuni reduse.

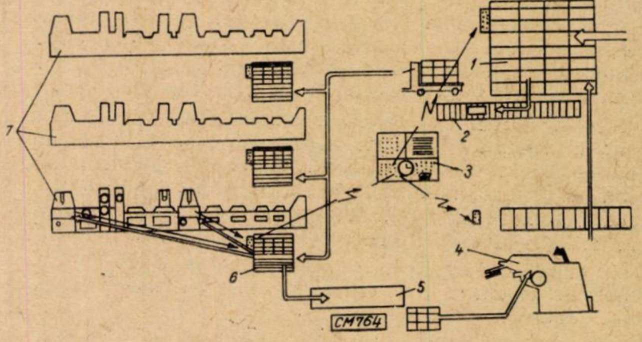


Fig. 1

Echiparea depozitelor din compartimentele de producţie se face în conformitate cu specificaţiile prevăzute de nomenclatorul de scule. Seturile aflate în aceste depozite trebuie să asigure funcţionarea neîntreruptă a liniei în 1—2 schimburi.

În interiorul dulapurilor depozitelor sculele sînt fixate pe panouri înclinate, vopsite în diferite culori, fiecare culoare corespunzînd unei anumite durabilităţi. Această dispunere uşurează scoaterea rapidă a sculelor necesare, precum şi controlul înlocuirii sculelor uzate.

Instalaţia de semnalizare automată a descompletării depozitelor cuprinde o serie de captatoare montate pe panourile dulapurilor. La scoaterea unei scule din depozit se produce cuplarea captatorului corespunzător şi, ca urmare, se transmite un semnal la un tablou luminos aflat în centrul dispecer. Semnalul provoacă aprinderea lămpii sub care este marcat numărul sculei a cărui scoatere a produs cuplarea captatorului. Tensiunea de lucru a lămpilor este de 24 V.

Un alt tablou de semnalizare serveşte la controlul operativităţii aprovizionării depozitelor. La intrarea distribuitorului în magazia specială se aprinde o lampă din partea superioară a tabloului, iar la ieşirea distribuitorului este luminată o săgeată indicatoare. Lămpile din partea inferioară a tabloului se aprind la intervale de timp stabilite de grafic, pentru a anunţa necesitatea efectuării de reglaje la compartimentele de producţie.

Folosirea politetrafluoretilenei pentru garnituri de etanşeitate. In : La technique moderne, nr. 6, 1964.

Polietilena se foloseşte la confecţionarea garniturilor de etanşeitate în medii puternic agresive (coroziune şi temperaturi înalte). Deşi are un preţ de cost ridicat, prezintă anumite avantaje : rezistenţă foarte bună la agenţii chimici, rezistenţă la temperaturi înalte (<200°C) şi coeficient mic de frecare.

Dezavantajele acestui material sînt : duritate relativ mare şi elasticitate redusă, rezistenţă la fluaj limitată şi coeficient de dilatare termică ridicat.

În diagrama din figura 1 (*1* — politetrafluoretilenă cu structură orientată; *2* — politetrafluoretilenă cu structură neorientată; *3* — azbest) sînt arătate caracteristicile mecanice ale politetrafluoretilenei atunci cînd este supusă la compresiune, în comparaţie cu azbestul. Se constată că ambele materiale urmează practic aceeaşi curbă atunci cînd forţa de compresiune scade şi revin în acelaşi mod în starea iniţială. Liniile punctate caracterizează starea de regenerare a materialului la o nouă încărcare. În anumite instalaţii se remediază inconvenientul lipsei de elasticitate prin folosirea unor buloane cu resorturi.

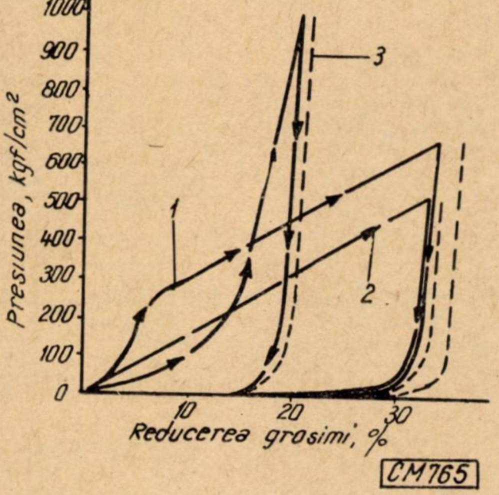


Fig. 1

Pentru politetrafluoretilena cu structură orientată se poate mări încărcarea pentru aceeaşi deformaţie.

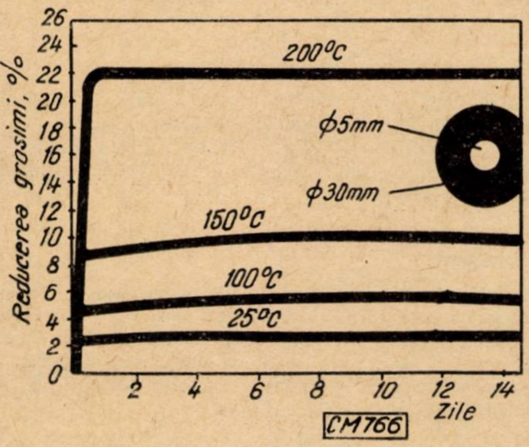


Fig. 2

În figura 2 sînt arătate curbele care reprezintă comportarea unei îmbinări de diametru exterior de 5 mm sub sarcină care acţionează un timp mai îndelungat la diferite temperaturi. În ordonată este arătată deformaţia în % din grosimea iniţială. Tendinţa la fluaj nu se manifestă decît în timpul primelor ore de funcţiune sub sarcină. O variaţie a încărcării sau a temperaturii poate da naştere numai unei schimbări de volum care de altfel poate fi uşor evitată prin încorporarea de azbest sau fibre de sticlă.

Reducerea frecării în maşinile-unelte. In : Machine Lloyd, 1963.

La maşinile-unelte moderne, cu comandă automatizată, la care se cere o mare precizie a mişcărilor de avans, rezistenţa la frecare la pornire trebuie redusă la minimum. În acest scop diferite firme constructoare de maşini-unelte din America şi Europa folosesc la maşinile de rectificat de mare precizie şine de alunecare cu bile pentru deplasarea căruciorului. În figura 1 este arătată o construcţie simplă folosită în cazul unei mişcări de deplasare reduse cu comandă manuală a unui cărucior la o maşină de ascuţit scule. Şinele mesei şi ale căruciorului sînt confecţionate din oţel cu aceeaşi duritate ca aceea a bilelor, iar una din căile de rulare a bilelor este plană pentru a se putea ţine seamă de deformaţiile termice.

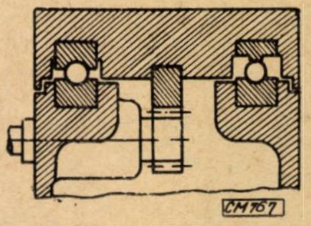


Fig. 1

În figura 2 este reprezentat un alt sistem, cu recirculare a bilelor, folosit pentru deplasările lungi ale meselor. Bilele *1*, rostogolindu-se între două perechi de bare de ghidare *2* se reîntorc prin batiu, fiind dirijate de deflectorul *3*. Acest sistem a fost folosit la o maşină de frezat cu o lungime a batiului de 13 şi a tablei de 1,5 m, cu barele de ghidare de 13 m lungime şi cu bile de 6,3 mm diametru.

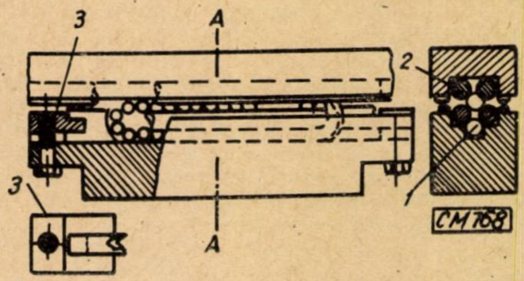


Fig. 2

Construcţia din figura 3, brevetată în Suedia, permite o ajustare foarte precisă a înălţimii mesei şi compensarea unei eventuale uzuri. Barele de ghidare *3*, solidare cu masa mobilă *1*, sînt prevăzute pe toată lungimea lor cu două şanţuri cu profil circular de rază puţin mai mare decît aceea a bilelor, care servesc drept căi de rulare. Adîncimea acestor şanţuri nu

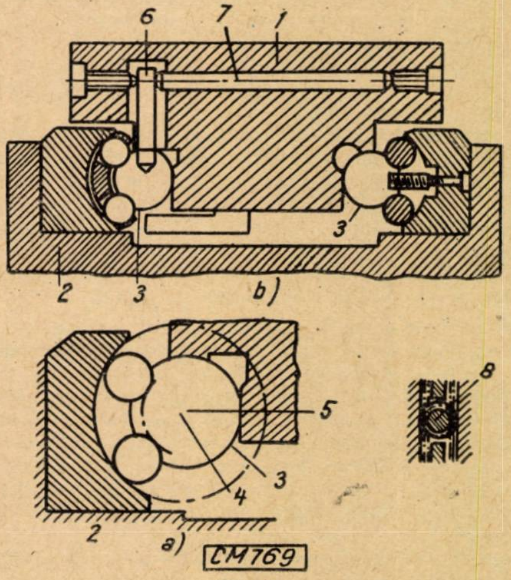


Fig. 3

este aceeaşi; fundurile lor sînt aşezate pe o circumferinţă cu centrul în *4* (fig. 3, a) excentrică faţă de centrul *5* al barei. Rotind bara, i se imprimă o mişcare verticală (sau orizontală) cu mare precizie. Mişcarea de rotaţie de reglare este imprimată barei înainte de a fi fixată rigid cu ajutorul tijei *6*, înşurubată, a cărei extremitate se poate deplasa orizontal prin jocul a două şuruburi *7*. Cajele bilelor se deplasează sincron cu masa, cu ajutorul pinionului *8*, care angrenează cu două cremaliere, una fixată pe batiu şi cealaltă solidară cu bara mobilă, axul pinionului fiind solidar cu caja (fig. 3, c).

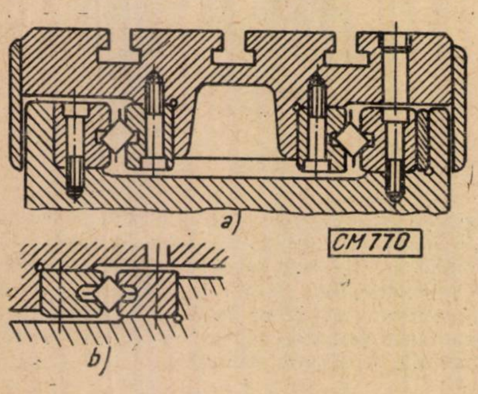


Fig. 4

În figura 4 este arătată o construcţie folosită în maşinile grele, la care bilele sînt înlocuite cu role astfel încît axele lor să facă un unghi de 90°. Capacitatea de încărcare depinde de duritatea căilor de rulare. Pentru o duritate de 300 HB încărcarea este de 15—349 kgf pe o rolă, după dimensiunile acesteia; pentru o duritate de 650 HB, încărcarea este de 109—2 500 kgf pe rolă.

Strung semiautomat de reprodus cu comandă program. L. Borkovec şi J. Karlicek. In: La machine moderne, martie 1964.

În cadrul fabricaţiei de mare serie sînt folosite în general strungurile semiautomate cu dispozitiv hidraulic de copiat, utilate adesea cu dispozitive automate de comandă.

Introducerea acestor maşini în producţia de serie mică este adesea necorespunzătoare din cauza reducerii randamentului datorită timpilor lungi de reglaj.

Luîndu-se în considerare acest aspect, au fost realizate strunguri semiautomate care să îmbine un randament ridicat cu un reglaj rapid.

O astfel de maşină este strungul SP 12, de fabricaţie cehoslovacă, la care vitezele tehnologice au valori mari (putere mare a electromotorului, construcţie rigidă, două cărucioare, evacuare corespunzătoare a aşchiilor), iar timpul de reglaj este redus între 10 şi 20 min în funcţie de complexitatea piesei.

Dimensiunile piesei prelucrate sînt funcţie de gabaritul de copiere şi de precizia căruciorului de copiat.

Comanda program determină mişcările componente. Modul de funcţionare a selectorului este dirijat prin introducerea unui vîrf în selectorul coordonator după o placă program. Orificiile din banda program înlocuiesc dispozitivele de reglaj a căror punere la punct necesită un timp lung. Perforarea benzii se realizează într-un atelier de pregătire, scala gradată a maşinii de perforat indicînd traiectoria căruciorului strungului. O serie de măsuri speciale luate pentru eliminarea poziţionării în înălţime şi axial a gabaritului permit scurtarea timpului de reglaj.

Deplasarea căruciorului din poziţia oblică în poziţie normală şi invers nu afectează poziţia în înălţime a gabaritului.

Poziţia verticală a cărucioarelor permite o corespunzătoare evacuare a aşchiilor; în figura 1 apar posibilităţile de lucru ale căruciorului de copiat, în poziţie verticală.

Cutia de viteze poate realiza şase game de viteze, între 200 şi 3 150 rot/min; în fiecare gamă, cu ajutorul unui ambreiaj hidraulic cu discuri, se pot realiza două etaje de viteze ale axului principal, în raportul 1 : 1,6. Mişcarea longitudinală a căruciorului de copiat derivă din vitezele axului principal.

Sistemul de copiere hidraulic asigură reducerea cu o precizie pînă la 0,03 mm. Poziţia perpendiculară a căruciorului

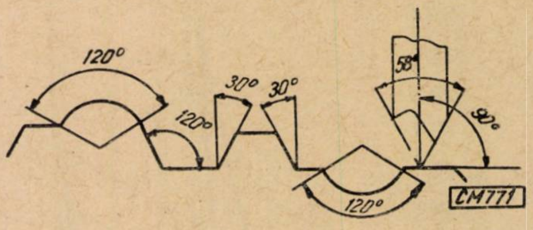


Fig. 1

de copiat permite prelucrarea pieselor de formele din figura 1, iar cea înclinată la 60° a formelor din figura 2.

Avantajele principale ale strungului constau în: reglaj rapid, posibilitatea conservării elementelor de comandă pentru o fabricaţie repetată, un mare număr de diverse combinaţii ale ciclului de lucru, posibilitatea echipării cu un dispozitiv rotativ cu două unelte asigurînd eboşarea şi finisarea în cadrul ciclului automat, posibilitatea utilizării unui cărucior inferior pentru cicluri rectangulare, posibilitatea unei alimentări şi evacuări automate.

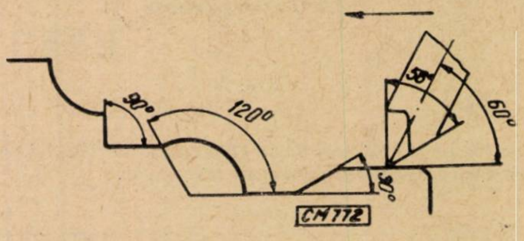


Fig. 2

Rotaţiometru

Rotaţiometrul este un dispozitiv care permite măsurarea vitezelor de rotaţie, constante sau variabile, chiar cu oscilaţii foarte rapide de viteză, fără a fi nevoie de vreo altă transmisie intermediară (perii şi inele etc.) între organul de rotaţie şi indicatorul de viteză, datorită folosirii de curenţi Foucault care iau naştere în discul 1.

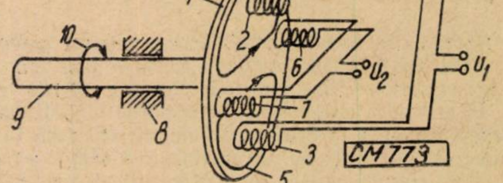


Fig. 1

În figura 1 se arată principiul acestui dispozitiv. Bobinele inductoare *2* şi *3*, montate în serie la bornele unui generator de forţă electromotrice U_1, dau naştere la curenţii Foucault *4* şi *5* în discul *1*, care se învîrteşte.

În bobinele *6* şi *7* nu circulă nici un curent electric atunci cînd discul nu se roteşte, dat fiind aşezarea lor simetrică faţă de curenţii Foucault, dar în cazul rotirii discului, traiectoriile acestora sînt antrenate în sensul de rotaţie şi parţial deplasate sub bobinele receptoare, ceea ce produce în ele o forţă electromotoare U_N proporţională cu viteza de rotaţie. În cazul inversării sensului de rotaţie, faza tensiunii U_N se decalează cu 180°, astfel că indicaţia dată de această tensiune este funcţie şi de viteză şi de sensul de rotaţie.

În figura 2 este arătat aparatul format dintr-un carter *1*, în care se roteşte arborele *2*, montat pe rulmenţi, pe care este fixat discul de măsură *3*, supus fluxului magnetic al bobinelor inductoare *4* şi *5*, transmis prin plăcile *6* şi *7*, fixate prin şaibele *8* şi *9*. Bobinele receptoare 10 şi 11 sînt aşezate la 90° de bobinele *4* şi *5*. Carterul, închis cu capacul *12*, este prevăzut cu o cutie de conexiune *13* — pentru bobine — şi cu un disc elastic de cuplare *14*.

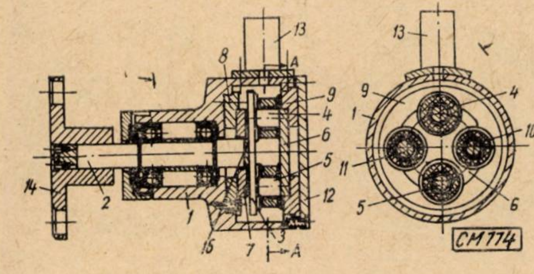


Fig. 2

Piesele care transmit fluxul magnetic sînt cilindrice, deci pot fi confecţionate din ferite (care, datorită fragilităţii lor, nu pot avea forme complicate), cum este potrivit pentru frecvenţele înalte (aceste frecvenţe sînt tocmai deosebit de potrivite pentru o indicaţie exactă a variaţiilor rapide de viteză) şi la care variaţiile de rezistenţă datorite temperaturii nu influenţează decît foarte puţin sensibilitatea aparatului. Pe de altă parte, producerea modulaţiilor este împiedicată printr-o placă izolantă *15*, între arbore şi disc, care împiedică transmiterea de curenţi Foucault vagabonzi.

Acest aparat este prevăzut cu un echipament electric asemănător cu cel folosit la măsurările extensometrice. Tensiunea care ia naştere în bobinele receptoare şi care este proporţională cu viteza de rotaţie este transmisă la o punte de referinţă care transmite o tensiune de compensaţie care poate varia cu valoarea fazei tensiunii aplicate necesară pentru exactitatea măsurării ; după amplificare, această tensiune este folosită pentru înregistrare sau un aparat de măsurat.

Încercările efectuate pentru a stabili comportarea acestui aparat în exploatare a dat următoarele rezultate :

— sensibilitatea este de ordinul a 93,4 mV pentru 1 000 rot/min, liniaritatea fiind bună (la viteze mai reduse este mai puţin bună) ;

— zero al aparatului variază puţin cu temperatura.

Aparatul se fixează printr-o flanşă pe piesa care se roteşte ; el poate fi însă antrenat şi prin intermediul unei curele sau al unei roţi de fricţiune.

Lanţ cu zale metalice din resorturi destinat să înlocuiască curelele trapezoidale. M. Joussand. In : La machine moderne, mai 1964.

În cadrul industriei franceze a început să se utilizeze în locul curelelor trapezoidale un nou tip de lanţ cu zale metalice din resorturi. Noul lanţ poate servi ca element de transmisie atît între axe paralele, cît şi între cele perpendiculare. Poate fi folosit cu roţi atît pentru curele trapezoidale, cît şi pentru curele late.

Este format din axe legate între ele prin mai multe resorturi, fapt care determină marea sa supleţe.

Din figura 1 reiese explicaţia posibilităţii de funcţionare a acestui lanţ în canal conic, rezultanta R a forţelor ce acţionează asupra unui ax este îndreptată către un spaţiu mai puţin larg, determinînd blocarea axului între suprafeţele înclinate ale roţii.

Din aceeaşi figură apare schematic şi construcţia zalei : axul 1, resorturile 2 şi inelele 3 pentru asigurarea resorturilor pe ax.

Pentru ca forţele dintre axele lanţului să nu fie exagerate, trebuie ca unghiul de înclinare în canale să fie de circa 16°. Se pot folosi însă în continuare şi roţile existente pentru curele trapezoidale.

Randamentul transmisiei cu acest lanţ nu este influenţat de alinierea neapărat necesară în cazul curelelor.

Durata de funcţionare este, practic, aproape nelimitată, forţele care intervin fiind reduse, iar solicitarea la oboseală inexistentă.

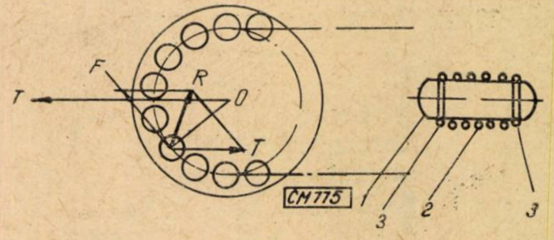


Fig. 1

Datorită greutăţii reduse, noul element de transmisie poate fi folosit cu viteze tangenţiale mari.

Analizor de gaze prin absorbţie în infraroşu. In : La métallurgie et la construction mécanique, nr. 6, 1964.

Analiza gazelor a căpătat o mare importanţă în cadrul industriei moderne. Datorită mai multor îmbunătăţiri aduse aparatelor respective este posibilă citirea directă instantanee şi continuă, cum şi dozarea constituenţilor unui amestec de gaze.

Unul dintre ultimele aparate de acest fel se bazează pe faptul că aproape toate gazele prezintă benzi de absorbţie în infraroşu, caracteristice pentru natura şi concentraţia gazului, însă independente în raport cu temperatura şi presiunea.

Metoda folosită are un caracter diferenţial. Radiaţiile infraroşii determinate de o sursă emiţînd pe întreaga gamă trec prin amestecul de analizat, radiaţiile rămase ajungînd într-o cameră de măsură în care se găseşte gazul de analizat în stare pură. Măsura atenuării radiaţiilor caracterizează concentraţia gazului în amestec.

Sursele de radiaţie, în număr de două, sînt formate din spirale încălzite electric la roşu (6 W). Aparatul are două tuburi de lungime egală : unul este plin cu aer uscat sau cu gaz inert, prin al doilea circulînd amestecul de analizat.

Receptorul aparatului este format din două camere umplute cu gazul de analizat în stare pură, separate printr-o membrană subţire. În receptor sînt absorbite radiaţiile atenuate prin prezenţa elementului de dozat în amestecul care circulă prin tubul respectiv. Radiaţiile care au trecut prin tubul cu aer uscat sau cu gaz inert nu sînt absorbite de gazul din receptor.

Emisiunea surselor de radiaţii este întreruptă, cu o frecvenţă de cinci ori pe secundă, de un obturator cu palete. Rezultă că temperatura şi deci presiunea în cele două camere ale receptorului variază cu aceeaşi frecvenţă. Măsurînd, cu ajutorul membranei, diferenţa de presiune instantanee dintre camerele receptorului, se constată că această diferenţă este modulată proporţional cu atenuarea radiaţiilor la trecerea prin amestecul de analizat.

Membrana dintre cele două camere, avînd un rol de armătură, se poate înlocui măsurarea presiunii prin măsurarea variaţiei unei capacităţi electrice, folosind un amplificator electronic.

Aparatul poate fi indicator, înregistrator sau poate determina comenzile de reglaj necesare.

Prin schimbarea tuburilor analizoare, cu altele de lungime corespunzătoare, se pot măsura concentraţii diferite, iar prin schimbarea camerelor receptoare aparatul poate fi utilizat şi pentru alte gaze.

Indicator numeric de poziţie pentru maşinile-unelte. In : La technique moderne, nr. 4, 1964.

Dispozitivul înlocuieşte citirea vernierelor mecanice printr-un indicator luminos cu cinci cifre.

În principiu, dispozitivul se compune dintr-un captator-traductor şi dintr-un contor cu tranzistoare care proiectează rezultatele numerice ale măsurării pe un tablou luminos.

În figura 1 apare schema captatorului-traductor. Razele de lumină produse de lampa *1* cu fascicul concentrat trec prin fantele *2* dispuse pe discul rotativ *3*, apoi prin fanta discului contor, *4*, ajungînd la celula fotoelectrică *5*.

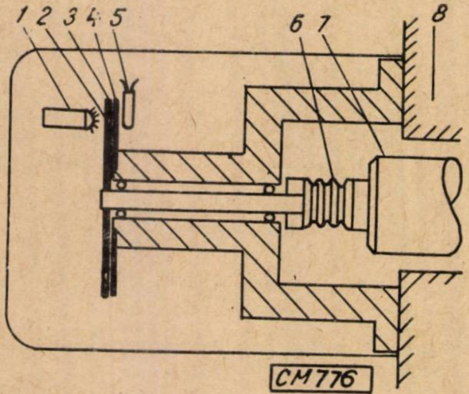


Fig. 1

Semnalul luminos este astfel transformat în semnale electrice modulate de rotaţia arborelui, prin intermediul discului cu fante ; captatorul comportă 250 de fante şi 4 celule sensibile.

Dispozitivul, închis într-o cutie fixată pe batiul *8* al maşinii, este antrenat de arborele *7* prin intermediul cuplajului elastic *6*.

Comptorul are două intrări corespunzătoare aspectului aditiv sau decontajului.

Dacă traductorul este cuplat la şurubul-mamă al unui strung, se măsoară avansul sculei ; pentru un pas de 10 mm şi 1 000 impulsuri ale traductorului, cea mai mică măsură posibilă este de 0,01 mm ; lungimea maximă măsurată va fi de 999,99 mm.

Dispozitivul este pus în poziţia iniţială prin simpla apăsare a unui buton ; în acelaşi timp se poate fixa dispozitivul şi la orice măsură dorită. Rezultă astfel o apreciabilă economie de timp pentru personalul de deservire a maşinii-unelte.

Arbore oscilant antrenat cu o mişcare armonică simplă. P. W. Jensen. In : La machine moderne, mai 1964.

În cazul cînd trebuie să se imprime unui arbore o rotaţie de 180° şi în acelaşi timp deplasarea unghiulară respectivă să fie o mişcare armonică simplă se poate folosi mecanismul cu angrenaje din figura 1.

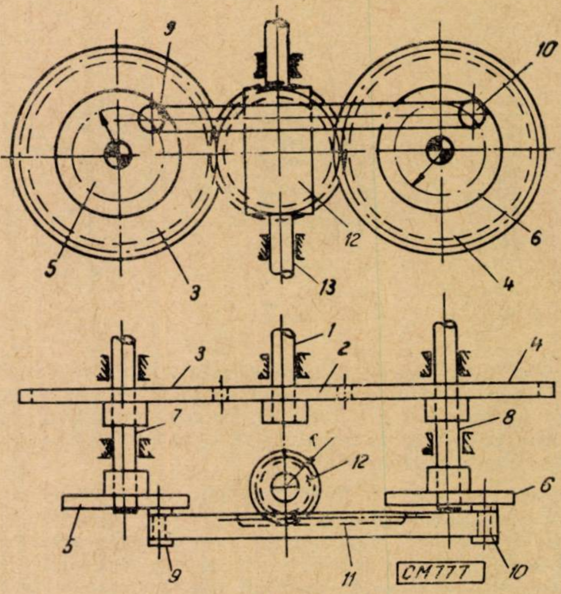


Fig. 1

Mecanismul conceput funcţionează astfel : pe arborele principal *1* este fixat pinionul *2*, angrenat cu roţile dinţate *3* şi *4* care au acelaşi diametru ; roţile dinţate *3* şi *4* antrenează discurile *5* şi *6* prin intermediul axelor *7* şi *8*, discurile avînd aceeaşi viteză unghiulară şi acelaşi sens de rotaţie. Pe fiecare disc se găseşte cîte un maneton *9* şi *10* pe care se sprijină capetele cremalierei *11*. Cremaliera angrenează pinionul *12* fixat pe axul secundar *13*. Prin rotirea discurilor, pinionul *12* şi deci arborele secundar capătă o mişcare armonică simplă.

Unghiul α (180°) de rotaţie a arborelui secundar *13* este :

$$\frac{2\pi r \times \alpha}{360} = 2R, \text{ de unde } \alpha = \frac{360 R}{\pi r}.$$

Cronică

A III-a bienală franceză pentru maşini-unelte

Între 25 mai şi 2 iunie 1964 a avut loc, la Paris, a III-a bienală pentru maşini-unelte. În afară de industria franceză au mai participat, dintre producătorii mai importanţi în domeniul respectiv, 16 ţări, printre care : R. S. C. R.D.G., R.P.U., S.U.A. etc.

Suprafaţa ocupată de produsele expuse în cadrul expoziţiei a fost de 170 000 m².

Printre realizările prezentate au fost remarcate multe aspecte interesante.

Astfel, a fost expusă o instalaţie de laminare compusă din trei caje normale şi o caje de calibrare, sincronizate electronic, pentru profile variate din oţel sau metale neferoase. Pentru grosimi, precizia de fabricaţie este de ordinul 10^{-3} mm, iar pentru dimensiunile în lăţime, de 10^{-2} mm. Fiecare caje are comandă separată şi dispozitiv electronic de reglaj.

A fost prezentată o presă de 60 t cu comandă electropneumatică, avînd un dispozitiv special de reglaj care permite să se obţină variaţia milimetrică a cursei între 12 şi 120 mm. Un dispozitiv cu celule fotoelectrice cu 10 fascicule asigură securitatea necesară, împiedicînd introducerea mîinilor în zona periculoasă.

În ce priveşte strungurile, s-au remarcat : un strung cu variaţie continuă a vitezei, cu un dispozitiv de avans cu citire directă, permiţînd variaţia avansului sub sarcină, un strung automat pentru fabricaţia ceasornicelor şi un strung paralel pentru strunjit şi filetat cu dispozitive de copiat, caracterizat prin viteze mari de tăiere,

Printre instrumentele şi dispozitivele de măsură a fost prezentat şi un microscop universal care, în afară de procedeele clasice, permite şi folosirea procedeului de măsură cu dublă imagine ; un sistem de prisme determină două imagini simetrice faţă de axul microscopului în culori complimentare, al aceluiaşi punct al piesei. Precizia de determinare este foarte ridicată, abaterile sub 1 µm făcînd să apară franjuri colorate.

S-au mai remarcat dispozitive de găurire electromagnetice şi pneumatice, dispozitive pentru controlul angrenajelor, maşini automate pentru prelucrarea tarozilor etc.

Recenzii

Probleme ale creării şi dezvoltării bazei tehnice-materiale a socialismului în R.P.R. Bucureşti, Editura Academiei R.P.R., 1964.

Institutul de cercetări economice al Academiei R.P.R. a elaborat un studiu privind problemele creării şi dezvoltării bazei tehnice-materiale a socialismului în R.P.R., pe care Editura Academiei l-a publicat recent.

În primul capitol al lucrării se analizează de către prof. Roman Moldovan, membru corespondent al Academiei R.P.R., şi C. Grigorescu, problema industrializării, verigă hotărîtoare în crearea şi dezvoltarea bazei tehnice-materiale a socialismului în realizarea economiei socialiste unitare. Conducîndu-se după principiile marxist-leniniste şi experienţa acumulată, partidul nostru — subliniază autorii — a dobîndit rezultate importante în opera de industrializare, ceea ce a avut ca urmare îmbunătăţirea continuă a nivelului de trai material şi cultural al poporului.

Pentru obţinerea acestor rezultate a fost necesar ca, încă de la bun început, P.M.R. să orienteze eforturile întregului popor muncitor, în primul rînd, în direcţia dezvoltării rapide a forţelor de producţie, a creării bazei tehnice-materiale a socialismului. Caracteristicile esenţiale ale bazei tehnice-materiale a socialismului constau, aşa după cum se arată în cadrul capitolului, în: „...nivelul tehnic ridicat al mijloacelor de producţie şi creşterea lor în ritm rapid, pe baza electrificării, mecanizării şi automatizării producţiei, folosirea noilor resurse de energie şi materii prime, dezvoltarea proporţională a ramurilor producţiei materiale şi repartizarea lor raţională pe teritoriul ţării, organizarea producţiei prin concentrarea înaltă a producţiei, specializarea şi cooperarea multilaterală a întreprinderilor".

Construirea industriei cu ajutorul tehnicii moderne constituie una dintre trăsăturile esenţiale ale industrializării socialiste. Fără a se intra în tratarea aspectelor concrete ale progresului tehnic în industria ţării noastre, se subliniază totuşi unele aspecte de ordin principial, cum sînt: complexitatea procesului privind progresul tehnic, necesitatea luării în considerare la introducerea tehnicii noi a cuceririlor contemporane ale ştiinţei şi tehnicii, dezvoltarea continuă a proporţiilor şi ritmului introducerii progresului tehnic.

În studiul semnat de R. Săveanu, M. Părăluţă şi P. Jica se demonstrează rolul investiţiilor în asigurarea dezvoltării rapide şi proporţionale a economiei naţionale.

Politica de investiţii este, aşa cum se subliniază de către autori, o pîrghie a dezvoltării proporţionale şi în ritm rapid a economiei naţionale, a economisirii muncii sociale, deoarece ea are la bază faptul că în socialism se urmăreşte realizarea unui raport direct între procesul de producţie şi nevoile sociale ale oamenilor.

Evidenţierea în continuare a corelaţiei dintre investiţii şi preţul de cost are nu numai importanţă teoretică, ci şi practică.

În cadrul capitolului se mai dezbat, printre altele: căile asigurării permanente a volumului ridicat de investiţii, corelaţia dintre structura şi ritmul de creştere a investiţiilor capitale şi dintre structura şi ritmul de creştere a fondurilor fixe şi a producţiei, pe economia naţională, orientarea investiţiilor pe ramuri principale ca: industria, agricultura, silvicultura, transporturile şi construcţiile.

Economisirea resurselor, ca element principal al politicii de investiţii, factorii creşterii eficienţei economice a investiţiilor sînt subcapitole importante dezbătute cu competenţă de către autori.

Pentru ca ţara noastră să devină un stat cu o industrie în continuă dezvoltare a fost necesară, aşa cum se reliefează în capitolul semnat de P. Veiner şi D. Paulescu, preocuparea permanentă a partidului pentru ridicarea producţiei industriale şi în special a celei chimice, cu ramurile sale de sinteză, la nivelul tehnicii mondiale.

Dezvoltarea industriei constructoare de maşini este principala premisă a înzestrării tehnice a economiei, iar dezvoltarea tehnicii necesită, în primul rînd, o bază electro-energetică dezvoltată. Aceste probleme au stat, în permanenţă, în atenţia partidului nostru, aşa cum, în mod concret, se evidenţiază în studiul întreprins de autori.

Se prezintă o serie de exemple dintre cele mai sugestive care ilustrează progresele realizate de poporul nostru sub conducerea P.M.R. pe linia mecanizării şi automatizării, electrificării şi chimizării producţiei, în majoritatea sectoarelor economiei naţionale.

O problemă de o deosebită importanţă în dezvoltarea economiei ţării noastre, în crearea şi dezvoltarea bazei tehnice-materiale a socialismului, este aceea analizată de I. Desmireanu, şi anume: valorificarea raţională şi superioară a resurselor naturale.

Autorul demonstrează pe baza unui bogat material faptic modul defectuos în care au fost valorificate în trecut resursele naturale ale ţării noastre. Statul nostru democrat popular a militat şi militează cu consecvenţă — aşa cum se arată în studiu — pentru descoperirea unor noi resurse naturale, fiind preocupat în permanenţă de conservarea şi gospodărirea raţională a bogăţiilor existente, astfel încît producţia materiilor prime naturale s-a lărgit şi perfecţionat în mod planificat, continuu şi rapid, în funcţie de necesităţile industriei prelucrătoare.

Autorul se ocupă pe larg de potenţialul energetic al ţării şi de posibilităţile punerii sale în valoare. De asemenea, trece în revistă schimbările importante intervenite în structura de folosinţă a masei lemnoase etc.

Un loc de seamă în cadrul operei de construcţie socialistă, demonstrează prof. Mihai Levente, pe baza unei argumentaţii temeinice, îl deţine crearea şi dezvoltarea bazei tehnice-materiale a agriculturii, îndeosebi după încheierea colectivizării. În scopul creării şi dezvoltării bazei tehnice-materiale a agriculturii — arată autorul — statul nostru a făcut investiţii însemnate, care au creat condiţiile fără de care progresul tehnic, organizatoric şi economic al acestei ramuri a economiei, ca şi ridicarea bunăstării ţăranilor, nu ar fi fost cu putinţă. P.M.R. a acordat o atenţie deosebită principalelor munci agricole din ramurile producţiei vegetale şi animale. Partidul nostru a pus, de asemenea, se subliniază de către autor, în centrul preocupărilor sale, folosirea cu grijă şi eficienţă a pămîntului.

Construcţiile care deservesc direct sau indirect producţia agricolă, problema dezvoltării sectorului zootehnic, ca una dintre importantele părţi componente ale bazei tehnice-materiale a agriculturii, repartizarea raţională a bazei tehnice-materiale a agriculturii pe teritoriul întregii ţării, dezvoltarea continuă a întreprinderilor agricole socialiste, creşterea productivităţii muncii agricole sînt unele dintre problemele cele mai importante, analizate în mod documentat în studiul amintit.

În lucrare se face şi o analiză amplă (acad. Şt. Bălan, C. Moineagu, V. Trebici) a sistemului organizat de pregătire a cadrelor, evidenţiindu-se, în mod deosebit, corelaţiile care se nasc între procesul calificării cadrelor, pe de o parte, şi ceilalţi indicatori economici, pe de altă parte.

Se demonstrează cifric că cea mai mare parte din sporul producţiei se obţine pe seama productivităţii muncii, la a cărei creştere o contribuţie însemnată o are desigur ridicarea calificării muncitorilor.

Tehnica nouă, organizarea raţională a producţiei etc. nu pot fi realizate fără o permanentizare a procesului de pregătire tehnică şi culturală a cadrelor.

În cadrul lucrării mai este dezbătută, de către I. Craiu şi B. Comisioneru, problema „formării acumulărilor băneşti şi folosirea lor pentru dezvoltarea bazei tehnice-materiale a socialismului".

Arătînd că acumularea socialistă se înfăptuieşte, în principal, pe calea investiţiilor capitale în economia naţională, autorii prezintă o seamă de date din care se poate constata orientarea investiţiilor în diferite perioade, pe ramuri, ale economiei naţionale.

Prin orientarea justă a investiţiilor, ca urmare a politicii partidului şi guvernului, s-a ajuns la creşterea acumulărilor, care au permis investirea unor fonduri din ce în ce mai mari în industrie, agricultură, transporturi, construcţii etc.

Creşterea nivelului de trai al oamenilor muncii, scopul principal al politicii P.M.R., este tema luată în cercetare de C. Ionescu, N. N. Constantinescu şi Gh. M. Belu. Se subliniază încă de la început că pentru creşterea neîntreruptă a nivelului de trai al oamenilor muncii din ţara noastră este necesară creşterea sistematică a productivităţii muncii, a întregii producţii sociale, a producţiei pe cap de locuitor, a venitului naţional etc.

Cifrele prezentate demonstrează felul cum venitul naţional în R.P.R. creşte într-un ritm superior ţărilor capitaliste dezvoltate, situaţie care a favorizat obţinerea unor realizări însemnate dobîndite de poporul nostru sub conducerea P.M.R. în domeniul creşterii sistematice a nivelului de trai material şi cultural al oamenilor muncii.

Ultimul studiu este intitulat : „Crearea şi dezvoltarea bazei tehnice-materiale a socialismului şi unele aspecte ale perfecţionării relaţiilor de producţie socialiste" şi este semnat de prof. I. Rachmuth, membru corespondent al Academiei R.P.R., şi de D. Dumitru.

Autorii ilustrează concordanţa care a existat între crearea bazei tehnice-materiale a socialismului şi dezvoltarea relaţiilor de producţie socialiste în ţara noastră, între creşterea cantitativă şi calitativă continuă a proprietăţii socialiste.

Un aspect important al relaţiilor de producţie, analizat în cadrul studiului, îl reprezintă situaţia diferitelor grupuri sociale în producţie şi relaţiile reciproce dintre ele.

Întrucît perfecţionarea şi maturizarea relaţiilor de poducţie socialiste sub acţiunea creării şi dezvoltării bazei tehnice-materiale a socialismului constituie un proces multilateral şi complex, autorii nu s-au ocupat decît de unele aspecte ale interacţiunii dintre forţele de producţie şi relaţiile de producţie ale ţării noastre.

Lucrarea în ansamblul său are o mare valoare sub aspect teoretic şi practic, subliniindu-se, în cadrul respectiv, realizările obţinute de poporul romîn, condus de P.M.R., în opera de construcţie socialistă.

W. A. Gross. **Lubrificaţia cu peliculă de gaz** (Gas Film Lubrication). New York — Londra, Wiley, 1962, 413 pag.

Lucrarea constituie o monografie consacrată problemelor lubrificaţiei cu peliculă de gaz a lagărelor de alunecare, examinate de-a lungul a şase capitole.

În capitolul unu se prezintă un scurt istoric al dezvoltării teoriei ungerii, cu citarea lucrărilor fundamentale din acest domeniu. De asemenea, este dată o clasificare generală a lagărelor şi a tipurilor de pelicule întîlnite la lagărele de alunecare. În continuare, se analizează schema încărcării dinamice a lagărelor.

Capitolul doi se referă la problemele de bază ale fluidelor vîscoase : proprietăţi şi caracteristici, ecuaţiile Navier-Stokes etc. Se tratează pe larg despre procesele care au loc în pelicula de lubrifiant şi se elaborează ecuaţii pentru rezolvarea diferitelor cazuri de ungere, cu examinarea ipotezelor admise.

Teoria hidrodinamică a ungerii lagărelor plane cu lungime infinită constituie obiectul capitolului trei. Studiată pe baza parametrilor adimensionali, această teorie cuprinde distribuţia presiunilor pe suprafeţele lagărelor în funcţie de regimul de curgere a gazelor (adiabatică sau izotermă), precum şi caracteristicile adimensionale ale lagărelor. Textul este ilustrat cu curbele de presiune obţinute de diferiţi autori pe o serie de tipuri de lagăre. În capitol sînt incluse, de asemenea, ecuaţiile fundamentale ale lagărelor cilindrice şi în formă de sector cilindric şi valorile coeficienţilor de frecare. În sfîrşit, se prezintă o nomogramă pentru determinarea parametrilor lagărelor cilindrice cu lungime finită.

În capitolul patru sînt descrise pe scurt metodele analitice de calcul al lagărelor cu lungime finită. Dintre acestea menţionăm metoda analogiei cu fluide incompresibile, metoda variaţiei, metoda liniarizării ecuaţiilor diferenţiale, metoda schimbării variabilelor. O atenţie deosebită se acordă metodei relaxării, care permite rezolvarea problemelor complexe ale lubrificaţiei cu gaze. Materialul prezentat se referă atît la lagărele plane şi în trepte, cît şi la lagărele cu canale spirale. Pe lîngă acestea sînt date expresii de calcul pentru lagărele sferice.

Capitolul cinci este destinat diferitelor tipuri de lagăre axiale, depinzînd de condiţiile de curgere a gazelor în interstiţii, cu indicarea curbelor de presiune corespunzătoare soluţiilor practice.

În capitolul şase se tratează problemele dinamicii sistemelor cu jocuri mici cu fluide compresibile şi incompresibile. Astfel, pentru lagărele de alunecare cilindrice se studiază mişcarea în regim instabil, cu evidenţierea forţelor care acţionează în suprafaţa de lucru. De asemenea, se examinează ecuaţiile de ungere pentru sistemele oscilante arbore-lagăr. Materialul practic cuprins în capitol se bazează pe experimentările efectuate de autor.

Lucrarea se încheie cu un indice de autori şi materii ; bibliografia consultată este deosebit de vastă.

În concluzie, trebuie arătat că lucrarea este valoroasă, rezolvînd cu succes problemele teoriei hidrodinamice a lubrificaţiei cu gaze. Materialul teoretic privind funcţionarea lagărelor în cazul aplicării acestui procedeu de ungere este completat cu date experimentale utile la proiectare şi exploatare. În acest mod lucrarea pune la dispoziţia constructorilor de maşini informaţii detaliate legate de tematica abordată, care corespunde unui nou domeniu al tehnicii.

Manual tehnic de acoperiri galvanice (Electroplating enginering Handbook). Ediţia a doua. Sub redacţia : A. K. Graham, New York, Reinhold, 1962, 774 pag.

Manualul este redactat în două părţi, prima dintre ele, formată din 17 capitole, fiind destinată tehnologiei, iar cea de-a doua (21 capitole) — utilajului de bază şi auxiliar, precum şi exploatării sale raţionale.

Capitolul 1 cuprinde o serie de date tehnice inserate în 25 de tabele. Astfel, sînt incluse cifre de echivalenţă electrochimică, viteze de depunere sau grosimi ale acoperirilor cu diferite metale raportate la unitatea de suprafaţă, diferite constante fizico-chimice.

În capitolul 2 se examinează dificultăţile întîlnite în galvanoplastie, în legătură cu dimensiunile şi configuraţia pieselor de acoperit, cu metoda de stabilire a contactului şi cu uniformitatea stratului depus.

În capitolul 3 sînt analizate pe larg metodele de pregătire şi curăţare a suprafeţelor. Iniţial se subliniază diferenţa dintre alcătuirea stratului superficial al pieselor metalice şi aceea a straturilor profunde, şi dependenţa procesului de cristalizare şi a corectitudinii aderenţei acoperirii faţă de metoda de pregătire a suprafeţei. În continuare, sînt descrise procesele mecanice de pregătire — polizare, craiţuire şi glănţuire — cu prezentarea maşinilor-unelte corespunzătoare. Dintre acestea se remarcă maşinile semiautomate şi automate cu mai multe axe, comportînd diverse sisteme de prindere şi de deplasare a piesei. O mare atenţie se acordă pieselor mici. Expunerea este ilustrată cu microfotografiile suprafeţelor unor piese pregătite prin metode mecanice şi electrochimice. După avantajele şi dezavantajele procedeului de electropolizare, se indică compoziţia electroliţilor şi regimurile de aplicare a acestui procedeu, în cazul pieselor confecţionate din oţel, cupru, aluminiu, nichel, staniu, zinc şi aliajele respective. În capitol sînt incluse şi agregatele de degresare cu solvenţi organici ; un loc important îl ocupă procedeele de degresare cu soluţii alcaline şi cu ajutorul ultrasunetelor. De asemenea, sînt descrise metodele de îndepărtare a ţunderului şi sînt date compoziţiile solvenţilor utilizaţi în cadrul procedeelor chimice.

Problema pregătirii suprafeţelor este reluată în capitolul 4, în care se prezintă schemele tipice de succesiune a operaţiilor pentru piesele executate din diverse materiale, în timp ce capitolul 5 se referă la epurarea apei utilizate în instalaţiile de galvanizare.

Capitolul 6 este consacrat electroliţilor şi regimurilor de lucru. Se menţionează influenţa adaosurilor dăunătoare, metodele de definitivare a grosimii acoperirilor şi de îndepărtare a defectelor apărute în cadrul diferitelor procedee. Tabela prezentată în capitol cuprinde concentraţiile componenţilor cu abaterile admisibile, valorile indicilor de hidrogen, temperaturi, densitatea curentului etc. Datele privesc procesele industriale de cuprare, nichelare, cromare, zincare, cadmiere, alămuire, argintare şi altele.

Avînd o dezvoltare mai restrînsă, capitolul 7 conţine specificaţii şi normative americane referitoare la grosimile acoperirilor, în funcţie de destinaţie, iar capitolul 8 — defecţiuni tipice, cauzele care le generează şi căile de combatere.

În capitolul 9 sînt descrise pe larg metodele de analiză a electroliţilor cu utilizare generală, cîte două pentru fiecare component. În aceeaşi manieră este redactat capitolul 10, care tratează metodele de control al calităţii acoperirii: microscopice, chimice şi electrochimice, magnetice, mecanice, radiografice, încercări de coroziune naturală şi forţată, metode de vizualizare.

Un interes deosebit îl suscită materialul capitolelor 11 şi 12 referitor la neutralizarea apelor evacuate, igiena industrială şi tehnica securităţii muncii. Sînt date concentraţiile elementelor nocive, procedeele de combatere, schemele tipice de evacuare şi de epurare a apei.

În capitolul 13 se prezintă reţelele cristaline ale metalelor şi aliajelor, diagrame de construcţie şi microstructuri, subliniindu-se instabilitatea hidrogenului provocată de polarizarea catodică aplicată metalului.

Capitolul 14 se ocupă de procese chimice şi electrochimice de tratare a suprafeţelor de oţel, aluminiu, zinc ş.a., fără pregătire prealabilă, pentru a asigura protecţia împotriva coroziunii şi un aspect corespunzător. Paragrafele componente se referă la fosfatarea cu monofosfat de zinc, la cromare, la pasivizarea pieselor de magneziu etc.

Metodele neelectrolitice de acoperiri metalice sînt abordate în capitolul 15. După cele bazate pe reţinerea metalului din soluţie (aurire, cuprare, cositorire, zincare), urmează metodele prin contact utilizate adesea ca auxiliare, precedînd acoperirile galvanice.

În capitolul 16 se analizează factorii care influenţează uniformitatea distribuţiei curentului şi metalului, iar în capitolul 17 — procedeele de pregătire a matriţelor pentru aglomerarea galvanoplastică a unor metale.

Partea a doua a manualului, ocupînd aproximativ o treime din întregul volum, începe cu capitolul 18, în care se prezintă consideraţii asupra amplasării atelierelor de galvanoplastie. După aceasta, în capitolul 19 se examinează schemele de organizare a duşumelelor, cu prevederea canalelor de scurgere necesare.

Capitolele 20 şi 21 tratează despre construcţia băilor fixe şi alegerea căptuşelii pentru diferite medii alcaline sau acide, cu înglobarea acidului fluorhidric.

Capitolul 22 cuprinde calculul şi construcţia instalaţiilor pentru încălzirea şi răcirea electroliţilor, iar capitolul 23 — dispozitive pentru susţinerea pieselor.

În capitolele 24 — 27 se descriu utilajele şi instalaţiile necesare, ca, de exemplu, cele de manipulare a pieselor; în capitolul 28 se dau diferite scheme de conexiune a electrozilor; în capitolul 29 se prezintă sistemele de ventilaţie, iar în capitolul 30 se indică forma şi metodele de contact al anozilor.

Capitolele 31—33 se referă la sursele de curent (generator, redresor, reversor); capitolele 34—38 prezintă echipamentele de spălare, uscare, filtrare şi alte mijloace auxiliare.

Manualul sintetizează numeroase cunoştinţe privind tehnologia, materialele şi utilajele de galvanoplastie, constituind un îndreptar de valoare pentru inginerii, tehnicienii şi specialiştii care activează în acest domeniu. La aceasta contribuie indexul terminologic, prevăzut cu explicaţii asupra sensului fizic, şi unităţile de măsură, prevăzute în prefaţa lucrării.

G. Gentzsch. **Ambutisarea rapidă** (Hochleistungsunformung). Düsseldorf, VDI Verlag, 1962, 143 pag.

Lucrarea cuprinde o culegere de materiale privind metode noi de prelucrare a metalelor: hidroelectrice, pneumomecanice, electrice şi metode folosind energia substanţelor explozive. Este compusă din două părţi.

Prima parte conţine şase capitole.

În capitolul „Teoria şi metodele ambutisării rapide" se examinează parametrii fundamentali ai ambutisării — masă, viteză, temperatură — în cazul utilizării ciocanelor de forjă, matriţelor de cauciuc, metodelor pneumoelectrice şi prin explozie, metode de ambutisare la temperaturi înalte, cu coborîrea limitei de fluiditate a materialului prelucrat. Mărimile care caracterizează aceste procedee sînt date în tabele comparative. În acest capitol este inclusă o abacă spaţială care pune în evidenţă dependenţa dintre presiune, temperatură şi durata procesului de ambutisare rapidă la temperaturi înalte.

Capitolul „Teoria deformaţiei plastice" prezintă, într-un prim paragraf, rezultatele obţinute prin încercări dinamice efectuate cu pendulul lui Charpy. Ele duc la concluzia că oţelul cu conţinut mic de carbon are o bună plasticitate la temperaturi ridicate, plasticitatea crescînd rapid, o dată cu uşoara mărire a temperaturii, în timp ce pentru aluminiu este caracteristică lipsa sensibilităţii la încălzire. Paragraful conţine şi proprietăţile de şoc ale diferitelor metale, dependenţa tensiunilor şi deformaţiilor reale de creşterea vitezei de deformare etc.

În paragraful următor se studiază influenţa temperaturii asupra deformaţiei de rupere şi plasticităţii, iar în ultimul paragraf al capitolului — influenţa unor factori fizici şi tehnologici asupra modificării plasticităţii, ruperii prin friabilitate etc. Şi aceste paragrafe sînt îmbogăţite prin numeroase date practice.

Următorul capitol se referă la deformarea prin diferite metode de utilizare a substanţelor explozive. În primul rînd se compară energia unor substanţe brizante şi uşor fuzibile şi se precizează relaţii de calcul pentru presiunile maxime dezvoltate. Pe lîngă prezentarea proprietăţilor unor materiale, privind ambutisarea, o atenţie deosebită se acordă tehnicii securităţii muncii. În continuare sînt descrise scheme de ambutisare prin explozie ca, de exemplu, ambutisarea cu utilizarea unui ecran-reflector sau ambutisarea aplicată semifabricatelor tubulare. În încheierea capitolului este luat în considerare utilajul necesar pentru executarea operaţiilor de ambutisare prin explozie: matriţe din beton, beton armat şi oţel.

Esenţa metodei hidroelectrice, căreia îi este consacrat un nou capitol, constă în descrierea potenţialului electric sub apă. Se analizează schema instalaţiei, diagrama de lucru la deformarea cilindrilor în funcţie de tensiunea aplicată şi o serie de soluţii constructive ale ştanţelor. Se subliniază precizia ridicată a acestui procedeu şi gradul înalt de asigurare a protecţiei muncii.

În capitolul „Metoda pneumomecanică" se prezintă maşini speciale, bazate pe utilizarea presiunii dezvoltate de gazul de lucru, indicîndu-se şi caracteristicile tehnice ale acestor maşini. De remarcat precizia sporită de execuţie şi economicitatea metodei.

Ultimul capitol al primei părţi se referă la principiile metodei electromagnetice, în legătură cu care este redată schema de conexiuni a maşinii respective şi sînt menţionate procesele care pot fi executate. De asemenea, se compară eficienţa acestei metode cu ambutisarea prin explozie, se stabileşte expresia de calcul al presiunii maxime, se enumeră materialele pentru ambutisarea cărora metoda este recomandabilă.

Partea a doua cuprinde material bibliografic de specialitate, totalizînd 320 de titluri, organizat într-o formă uşor accesibilă.

Lucrarea prezintă date interesante relative la metodele moderne de ambutisare, putînd servi spre documentarea cadrelor tehnico-inginereşti care se ocupă de această problemă.

S. Enache, D. Dragu şi M. Simionescu. **Tehnologia sculelor aşchietoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 551, pag. 412 fig., 108 tab.

În cele 13 capitole este sistematizat un bogat material şi sînt expuse într-o formă concisă şi accesibilă bazele tehnico-ştiinţifice ale tehnologiei fabricării sculelor aşchietoare standardizate, normalizate şi speciale de largă utilizare.

Diferitele probleme sînt tratate ţinîndu-se seamă de realităţile şi cerinţele industriei noastre constructoare de maşini, cum şi de cele mai moderne metode şi procedee tehnologice aplicate astăzi în tehnica mondială.

În primele şapte capitole sînt expuse o serie de noţiuni de bază, cunoştinţe şi recomandări practice, privind rolul şi importanţa fabricaţiei sculelor aşchietoare, precizia de prelucrare şi rugozitatea suprafeţelor, utilajele de bază, dispozitivele şi instalaţiile utilizate în sculării, controlul sculelor, tratamentul termic şi metodele de îmbunătăţire a caracteristicilor stratului superficial etc. Aceste noţiuni sînt absolut necesare tehnicianului sculer în rezolvarea oricărei probleme de execuţie a sculelor aşchietoare.

Este demn de subliniat modul de tratare a unor probleme cum sînt : folosirea materialelor şi a semifabricatelor la fabricarea sculelor (cap. 3) ; metode şi prelucrări de bază la fabricarea sculelor aşchietoare şi ascuţirea sculelor aşchietoare (cap. 6) ; metode moderne de tratament termic (cap. 7) etc. Aceste probleme, în general, sînt puţin tratate în literatura de specialitate.

Capitolele 8, 9, 10 şi 11 se ocupă efectiv de tehnologia de prelucrare a sculelor aşchietoare, formînd partea centrală a lucrării. Procesele tehnologice, destul de numeroase, prezentate de autori pentru cele mai reprezentative şi mai complexe scule aşchietoare, constituie un preţios îndreptar atît pentru sculăriile mici, mijlocii şi mari, cît şi pentru fabricile specializate în construcţia sculelor aşchietoare. Exemplele tratate permit ca, pe baza principiilor tehnologiei de grup, să poată fi aplicate, cu oarecari schimbări, şi la fabricarea altor scule, asemănătoare din punct de vedere tehnologic, dar diferite ca complexitate şi volum de producţie.

Interesantă şi raţională este clasificarea sculelor aşchietoare adoptată de autori, după care sculele aşchietoare se grupează în scule plate, scule cu coadă, scule cu alezaj şi, respectiv, scule cu dinţi fixaţi mecanic. Această clasificare se consideră a fi cea mai raţională, întrucît are la bază factorii tehnologici şi funcţionali, cei mai importanţi factori pentru producător.

O problemă foarte utilă pentru uzinele constructoare de maşini, în ceea ce priveşte realizarea de economii la materialele deficitare, este recondiţionarea sculelor aşchietoare, tratată în capitolul 12 unde se expun metode de recondiţionare în funcţie de caracterul şi natura uzurii sculei.

În capitolul 13 sînt prezentate cîteva consideraţii şi date foarte interesante şi utile cu privire la eficacitatea proceselor tehnologice proiectate şi la măsurile de reducere a preţului de cost al fabricaţiei.

Lucrarea se adresează muncitorilor cu o înaltă calificare, tehnicienilor, maiştrilor şi inginerilor din industria constructoare de maşini, precum şi studenţilor institutelor de învăţămînt tehnic superior.

INFORMAŢII

Nou material antiderapant

În Franţa a fost realizat un nou material antiderapant neinflamabil, rezistent la şocuri, coroziune şi solvenţi. Este format dintr-un amestec de răşini fenolice dizolvate în gudron de huilă şi alcool. Conţine în suspensie şi particule abrazive care îl fac antiderapant.

După o serie de încercări marina franceză l-a adoptat pentru acoperirea punţii la portavioane.

Este livrat în bidoane sub aspectul unei tencueli şi se aplică cu mistria pe orice fel de suprafaţă (lemn, metal, beton etc.).

Noul material prezintă un domeniu larg de aplicaţie pentru prevenirea accidentelor determinate prin alunecare ; poate fi folosit deci ca pardoseală în uzine chimice şi siderurgice, în abatoare, depozite frigorifice, pentru acoperirea bordurilor de trotuare, a rampelor etc.

Un nou procedeu de cositorire electrolitică

Datorită proprietăţilor sale cunoscute, cositorul este folosit pentru acoperire în cazul multor obiecte de utilizare curentă.

Se foloseşte cositorirea la cald, procedeu puţin economic din cauza instalaţiilor complexe necesare şi a imposibilităţii de a controla grosimea stratului depus şi cositorirea electrolitică.

Cu toate avantajele substanţiale pe care le prezintă, procedeul electrolitic nu permite însă să se obţină direct luciul necesar al stratului de acoperire, trebuind să se aplice ulterior o supraîncălzire.

Un nou procedeu, în cadrul căruia se foloseşte o baie acidă, face posibilă acum obţinerea directă a luciului. Stratul de acoperire obţinut are strălucirea rodiului. Baia este formată din acid sulfuric de 66°Bé şi sulfaţi de staniu.

Condiţiile de lucru sînt : temperatură 15—30°C, densitatea de curent catodic 1,5—3 A/dm^2, anodic 1—1,3 A/dm^2, viteza de depunere (la 3 A/dm^2) 1,2 µm/min, anodul-staniu 99,95 %.

Stumatitul

Stumatitul este o rocă silico-aluminoasă naturală, selecţionată cu grijă în carieră şi pusă în vînzare sub formă de blocuri de culoare cenuşie. Această rocă care are o structură foarte omogenă, astfel încît poate fi folosită şi la confecţionarea pieselor mari, are duritatea cuprinsă între 2 şi 3 în scara lui Mohr şi poate fi uşor prelucrată cu scule folosite de obicei la prelucrarea metalelor.

După ce piesa este confecţionată în forma şi dimensiunile necesare, este recoaptă la o temperatură de 1 300—1 350°C pentru a dobîndi proprietăţile definitive.

Din această rocă se pot confecţiona piese de diferite dimensiuni, de la cîteva miligrame la cîteva kilograme ; se recomandă totuşi ca piesele să nu fie mai mari de 200—300 mm.

Datorită temperaturii de recoacere, stumatitul este un produs ceramic cu proprietăţi mecanice, dielectrice şi termice remarcabile, rezistînd la toţi agenţii chimici, afară de acidul fluorhidric. Se precizează că contracţia în timpul recoacerii este mai mică decît 1 %, ceea ce permite obţinerea de piese cu dimensiuni foarte precise, (± 0,5%) fără o prelucrare ulterioară, ceea ce la celelalte materiale ceramice nu este posibil.

Folosirea stumatitului este în general indicată în realizarea unicatelor, a prototipurilor, a pieselor în serie mică, economisindu-se un utilaj costisitor.

Nou aliaj de columbiu şi hafniu

În S.U.A. s-a elaborat un nou aliaj dur, de columbiu şi hafniu, care poate fi utilizat la temperaturi înalte şi în medii corosive. Pînă în prezent s-au făcut numeroase încercări de a utiliza columbiul deoarece are un punct de topire ridicat şi se prelucrează uşor ; acest metal are însă dezavantajul că se oxidează uşor chiar la temperaturi moderate, astfel că s-a preconizat alierea lui cu hafniu. S-a constatat că nu se pot obţine aliaje cu proprietăţi bune decît dacă se adaugă un procent ridicat de hafniu.

Astfel, două aliaje de probă elaborate la Albany, cu un conţinut de 49 şi 66 % hafniu au prezentat rezistenţe la tracţiune de trei ori mai mari decît ale columbiului pur, pot fi uşor prelucrate la temperatura ambiantă şi au o bună rezistenţă la temperaturi ridicate.

Materiale plastice refractare

În S.U.A. s-au elaborat noi polimeri (poliimide aromatice) care pot rezista la temperaturi înalte sub sarcină. S-au făcut încercări cu noile materiale arătîndu-se că filmele obţinute din acest material rezistă la 300°C timp de 1 000 h la o încărcare egală cu jumătate dn rezistenţa lor mecanică. Aceste noi materiale plastice refractare îşi găsesc numeroase aplicaţii în industrie la :

— confecţionarea pieselor care au o mişcare de rotaţie sau de alunecare în contact cu alte metale (se elimină lubrifiantul) şi în condiţii foarte severe de temperatură şi sarcină ;

— ca liant pentru discurile abrazive ;

— vane pentru compresoare rezistente la uzură la temperaturi înalte, sarcini mari şi viteze ridicate ;

— scaune de supape, îmbinări etanşe, inele de piston ;

— căi de rulare pentru rulmenţii cu bile care lucrează la o temperatură de 370°C (se poate eventual elimina sistemul de răcire care se foloseşte în general la aceşti rulmenţi) ;

— confecţionarea izolaţiei la motoarele electrice.

Motor hidraulic cu arbore gol în interior

Motorul Mark 9 are dimensiunile de gabarit 648 mm şi lungimea de 559 mm, carcasa sa este de 237 kg şi este conceput astfel încît să fie cuplat direct fără cutie de viteze.

Presiunea nominală de utilizare a acestui motor este de 175 kgf/cm², putînd atinge 225 kgf/cm². Debitul este de 3,087 litri pe rotaţie, iar gama de viteze în fiecare direcţie este de 0—100 rot/min. La presiunea de 175 kgf/cm² cuplul transmis este de 793,5 kgfm, iar la 225 kgf/cm², de 1 029 kgfm.

Motorul Mark 9 este echipat cu o pompă reversibilă cu debit variabil.

Blocul cilindru, turnat din fontă aliată cu duritate mare, este prelucrat la toleranţe foarte strînse, cu mare precizie. Arborele montat pe rulmenţi cu role conice Timken, fabricat din oţel forjat cu nichel-crom, are duritatea minimă de 80 kgf/mm². Pistoanele sînt călite şi lustruite ca oglinda pentru ca motorul să aibă un randament maxim şi scăpări minime.

Revista Revistelor

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 7/1964: *Kugel, R. V.* — Eficacitatea şi durabilitatea tractoarelor ; *Trepenenkov, I .I.* — Asupra alegerii transmisiei tractoarelor agricole ; *Davîdkov, B. N.* — Studiul turbulenţei aerului în camerele de ardere ale motoarelor Diesel cu injecţie directă ; *Popov, V. N.* şi *Gusiatnikov, V. A.* — Rezultatele încercării motorului D—130 în sarcină variabilă ; *Lazurenko, S. R.*, *Lapinskii, E. I.* şi *Ciudakov, V. D.* — Analiza încercărilor comparative ale tractoarelor industriale ; *Korj M. I.*, *Vahtel, V. Iu.*, *Suhorukov, G. A.* şi *Kubota, M. K.* — Îmbunătăţirea funcţionării sistemului de răcire al motorului SMD-14 ; *Pospelov, D. R.* — Metodica de alegere a ventilatoarelor centrifuge ; *Zdanski, K.* — Construcţia de tractoare şi maşini agricole în R. P. Polonă ; *Petrov, G. D.*, *Firsov, N. V.*, *Kolein V. N.*, *Kalamin, A. J.*, *Kucerenko, N. E.* şi *Anikeenko, A. I.* — Depozite de cartofi mecanizate şi perspectivele dezvoltării lor ; *Dolgov, I. A.* — Dezvoltarea mecanizării lucrărilor de recoltare a seminţelor ; *Lintwarev, B. A.* — Problema alegerii unei mai raţionale viteze de mişcare a agregatelor ; *Salnikov, V. Ia.* şi *Mazus, Ia. Ş.* — Cuţite autoascuţitoare ale dispozitivului de fărîmiţare al combinelor de recoltare a porumbului ; *Pavlov, O. V.* — Normarea protecţiei tractoarelor şi maşinilor agricole ; *Klementiev, K.* — Combina pentru strîngerea furajelor KS-2,6 ; *Jeltuhin, P. V.*, *Lintin, M. F.* şi *Krovrigen, E. N.* — Maşini agrosilvice ; *Misak, G. Ia.* şi *Grabenko A. I.* — Stropitor de grădină OSS ; *Zotov, G. A.* — Agregat pentru încărcarea îngrăşămintelor în avion ; *Maklakov, A. Ia.* Fabricarea bucşelor ; *Sciupak, P. L.* — Asupra micşorării consumului de piese de schimb ; *Spevakov, K. S.* — Automatizarea montării subansamblurilor motorului SMD-14 ; *Barbukov, I. P.* — Automatizarea fabricării lanţurilor de cîrlig ; *Dodin, L. G.* — Particularităţile constructive şi parametrii pompelor cu roţi dinţate. **Nr. 8/1964:** *Pospelov, D. R.* — Seria de tipodimensiuni a motoarelor de pornire pentru motoarele Diesel de tractor ; *Kovali, J. A.*, *Grodzievskii, V. I.*, *Didenko, A. M.*, *Cimson, A. E.* şi *Harcenko, A. I.* — Studiul procesului de lucru al motorului SMD-18 cu turbosupraalimentare ; *Ceainov, N. D.* — Problema tensiunilor termice în chiulasele motoarelor Diesel de tractor ; *Harin, G. P.* — Variaţia şi reglarea forţei de întindere a şenilelor ; *Buiankov, L. I.* — Despre metoda efectivă de creştere a productivităţii tractoarelor cu roţi ; *Neicenko, V. G.* — Poligon pentru încercările accelerate ale durabilităţii tractoarelor ; *Aleţkin, M. I.* şi *Tenenbaum, M. M.* — Unele probleme ale creşterii siguranţei şi durabilităţii tehnicii agricole ; *Grigoriev, A. A.* — Studiul procesului de comprimare a straturilor de materiale păioase ; *Olhovko, Z. I.* — Problemele încercărilor accelerate ale maşinilor agricole ; *Mihailovskii, N. M.* — Asupra unor indici calitativi ai maşinilor pentru cultivarea şi recoltarea bumbacului ; *Komarov, V. M.* — Influenţa unor factori asupra productivităţii maşinilor pentru introducerea îngrăşămintelor minerale lichide în sol ; *Ciupilke, V. S.*, *Reseţnikov, V. K.* şi *Sesnin, M. V.* — Dispozitiv cu semănătoare SKGN-6 pentru semănarea alunelor de pămînt; *Turbin, B. I.* — Determinarea masei volantului maşinilor agricole ; *Voronov, In. I.* — Plug suspendat PTN—40 ; *Kobcenko, N. A.* — Tăvăluguri inelare dinţate 2KKN—2,8 *Krutikov, A. F.*, *Izotov, I. S.* — Pulverizator pentru protecţia solului OZG—120 ; *Serov, V. I.* — Împrăştietor vacuumatic de must de bălegar ZJV—1,8 ; *Skirkin, G. G.* — Împrăştietor de bălegar cu lăţime mare de lucru pentru grădină RSS—6 ; *Krivokobîlskii, V. F.* şi *Zlatopolski, M. Ia.* — Maşini-unelte pentru înşurubarea în grup a prezoanelor şi şuruburilor şi pentru strîngerea piuliţelor ; *Iakovlev, F. I.* — Călirea CIF a arborilor cu came confecţionaţi din fontă cu grafit globular ; *Dlev, E. A.* şi *Ulitin, M. V.* — Surse de alimentare pentru rectificarea prin electroeroziune a aliajelor dure ; *Poniazev, O. A.* — Influenţa preciziei de fabricaţie asupra rezistenţei arcurilor ; *Pustîghin, M. A.* — Expoziţia de tehnică agricolă din Paris ; *Dmitricenko, S . S* — Tractoarele şi şasiurile autopropulsate de la Tîrgul din Bruxelles ; *Claus, V. M.* — Despre Comitetul de stat pentru construcţia de maşini şi tractoare agricole.

Rivista di Mecanica, nr. 329/1964: Minaire, Ch. — Metrologia de atelier (măsurarea şi controlul filetelor) ; *Long, R. A.* — Sudarea pieselor metalice prin reacţiuni exotermice controlate ; *Almén, B.* — Frezarea cu ajutorul carburii sinterizate ; *Cola, G.* — Cercetări de laborator în legătură cu problemele de uzură mecanică, considerînd în mod special fontele (aspecte de practică experimentală) ; *Strasser, F.* — Producţia economică a pieselor matriţate în serie mică ; *Piccioni, I.* şi *Londriani, G.* — Maşină de rectificat caneluri elicoidale. **Nr. 330/1964:** *Mantelli, I.* — Alegerea unei prese de îndoit panouri pentru mobilier metalic ; *Gaselee, J.* — Utilitatea cercetării operative în industrie ; *Ranzi, G.* — Ciclul de lucru şi calculul timpilor de prelucrare pentru un manşon canelat ; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare (piuliţe) ; *Manaira, M.* — Un exemplu numeric pentru calculul lotului economic; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic (turnarea); *Piccioni, I,* şi *Landriani, G.* — Cuplaj bidisecţional pentru viteză diferenţiată; *Cola, G.* — Cercetări de laborator în legătură cu problemele de uzură mecanică, considerînd în mod special fontele (concluzii în legătură cu ameliorarea rezistenţei la uzură a fontelor.) **Nr. 333/1964 :** *Strasser, F.* — Legarea conductorilor la aparatele electrice; *Luciani, V.* — Calculatoarele electronice lucrează cu viteza luminii; Tîrgul de la Hanovra; *Fornengo, E.* — Lipirea cu argint; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic (turnarea); *Cerutti, J.* — Rugozitatea şi deplasările mici; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare (piuliţe).

Nr. 334/1964 : *Sidagni, G.* — Maşini speciale pentru montaj, control şi verificare; *Strasser, F.* — Cum trebuie deblocată o presă cu excentric frînată prin suprasarcină? *Actis, V.* — Salonul european pentru materiale plastice de la Düsseldorf; *Hugony, E.* — Turnarea sub presiune a aliajelor de aluminiu; *Doyle, A. G.* şi *Lambert, J. W.* — Procesul de placare cu flacără; *Smith L. I.* — Unele aspecte ale rectificării carburilor; Tîrgul de la Hanovra; *Burgt, J. H. G.* — Tăierea de precizie; *Siniscalchi, N.* — Un nou sistem pentru precizarea unei scheme de timpi standard; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare (piuliţe). **Nr. 335/1964 :** *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier (măsurarea şi controlul filetelor); *Manaira, M.* — Diagrama punctului critic; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare (piuliţe); *Corrada, B.* — Ungerea în cadrul tăierii metalelor; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic (turnarea); *Ellis, J. T.* şi *Karbowniczek, S.* — Amortizoare hidraulice; *Soepnel, A. P. J.* — Alimentarea cu material pe bandă pentru presele automate.

La marina italiana, nr. 1/1964 : *Spinelli L.* — Calculul mişcărilor şi solicitărilor unei nave pe mare agitată; *Buri, L.* — Siguranţa pe bordul navelor de pasageri; *Montefinale, G.* — Progresele radarului naval; *Sciacchitano, A.* — Noi compuşi organici ai aluminiului pentru protejarea carenei împotriva paraziţilor. **nr. 6/1964 :** *Lomeo, A.* — Calculul de rezistenţă a unei plăci inelare subţiri de o grosime apreciabilă în raport cu raza; Un petrolier de avangardă; Motocisterna „Agip Trieste”; *Delbene, G.* — Un nou tip de motoare de chei.

Der Maschinenbau, nr. 6/1964 : *Gezang, W.* — Creşterea productivităţii în industrie cu ajutorul institutelor de ştiinţe ale naturii şi tehnice; *Butters, H.* Maşini-unelte cu productivitate ridicată; *Grope, A.* — Mecanisme de comandă a maşinilor-unelte; *Weise, M.* — Scule şi echipament pentru atelierele de montaj; *Winkler, W.* — Întreţinerea dispozitivelor hidrostatice ale maşinilor-unelte; *Enfurtk, H.* — Metode de tragere fină şi dispozitive auxiliare; *Schilder, M.* — Efectele tehnologiei de fabricaţie asupra filetării interioare cu scule aşchietoare; *Lochmann, F.* — Fabricarea şi utilizarea lagărelor de alunecare din pulbere de bronz aglomerată; *Dubinski, H.* — O nouă orientare în problema materialelor pentru construcţia de maşini energetice şi pentru industria chimică; *Möhler, E.* — Revizuirea instrucţiunilor de tehnica securităţii nr. 530 şi 192; *Herrlich, M.* — Aplicaţiile şi prevenirea vibraţiilor mecanice în tehnică (continuare). **Nr. 7/1964 :** *Richter, H.* — Unele aspecte ale problemei răspunderii materiale în domeniul cercetării şi dezvoltării construcţiei de maşini; *Dietze, U.* — Problemele economice ale uzurii maşinilor şi agregatelor din liniile de transfer; *Anerswald, H.* — Perspectivele utilizării maşinilor de prelucrare prin presiune în scopul creşterii productivităţii muncii şi asigurării eficienţei economice (partea 1); *Schade, H.* şi *Gläser, A.* — Prelucrarea mecanică cu miramid şi aplicaţii în construcţia de maşini; *Werner, H.* — Asupra evaluării estimative a uzurii maşinilor; *Deibel, W.* şi *Schrader, M.* — Noi standarde de materiale folosite în producţia de maşini energetice şi pentru industria chimică; *Degner, H.* — Construcţia batiurilor pentru maşini-unelte; *Järschel, G.* şi *Bartsch, P.* — Elemente elastice de cauciuc pentru maşinile-unelte de aşchiere şi presare; *Bürkner, H.* — Încercare de a formula o mai exactă definiţie noţiunii „Vorrichtung”; *Dreissig, K.* — Metode noi de frezare pe maşini-unelte de găurit şi frezare, fabricate de întreprinderea Stahl und Walzwerk Gröditz; *Herrlich, M.* — Aplicaţiile şi prevenirea vibraţiilor mecanice în tehnică (continuare).

Maschinenbautechnik, nr. 6/1964 : *Lötz, G.* — Studii şi măsuri economice pentru introducerea ştiinţei şi tehnicii; Colectiv de autori — Noi maşini-unelte şi perspective de dezvoltare (referat asupra Tîrgului Internaţional de la Leipzig 1964); *Grobow, G.* — Pompe şi compresoare; *Altschul, R.* şi *Ihme, W.* — Tehnica mecanismelor de transmisie; *Schulze, G.* — Problemele economice ale utilizării maşinilor automate de formare a tablelor; *Zschockelt, H.* — Utilizarea economică a maşinilor automate de presare la rece şi a maşinilor de prelucrare a profilelor prin tragere; *Riedel, H.* — Defectele tipice ale lagărelor de alunecare şi cauzele lor; *Kremer, K.* — Ungerea lagărelor de rostogolire cu ceaţă de ulei; *Fuhrmann, E.* — Referat asupra consfătuirii internaţionale pentru încercarea materialelor de la Leipzig. **Nr. 7/1964 :** *Tauber, H.* — Principii de încercare şi recepţie a maşinilor-unelte pentru prelucrare prin presare şi prin aşchiere; *Olivo, G.* — Determinarea rigidităţii statice a preselor cu excentric şi cu manivelă; *Surolak, J.* — Influenţa rigidităţii preselor mecanice asupra preciziei de lucru; *Romanowski, J.* — Determinarea rigidităţii foarfecelor-ghilotină cu transmisie inferioară; *Najuch, H.* — Încercarea rigidităţii automatelor pentru presare la rece; *Diestel, H.* — Acţiunea zgomotului asupra organismului uman; *Bögelsack, G.* — Construcţia mecanismelor de fricţiune cu came; *Bereis, R.* — Traiectoria normală în mişcarea sistemelor plane rigide; *Bögelsack, G.* — Articulaţii elicoidale; *Wolkenstein, R.* — Asupra articolului „Unele probleme de bază ale uniformităţii încărcării transmisiilor planetare” de *K. Arnandow* (nr. 8, 1963); *Boden, F.* — Al cincilea colocviu pentru maşini de la Universitatea tehnică din Dresda.

Nr. 8/1964 : *Hofmann* — Responsabilitatea inginerilor la încheierea convenţiilor economice; *Dieckhoff, H. G.* — Încercarea discurilor de fricţiune ale cuplajelor mecanice multidisc; *Hoffmann, J.* şi *Förster, H.* — Excentricitatea admisibilă a inelelor cu secţiune eliptică supuse la presiune interioară suplimentară; *Lössig, G.* — Comentariu tehnic asupra instrucţiunilor de proiectare BV 13—1/62; *Käppler, G.* şi *Müller, M.* — Calculul şi condiţiile de funcţionare ale rezervoarelor pentru fluide încărcate cu gaz; *Wolf, H.* şi *Krahmer, R.* — O metodă particulară pentru calculul reţelelor de palete plane; *Tauber, H.* — Principiile de încercare şi recepţie a maşinilor-unelte pentru prelucrarea prin presare şi prin aşchiere (continuare); *Röhrich* — Consfătuirea de producţie în problema curelelor-pană din Karl Marx-Stadt; Consum constant de combustibil — o problemă tehnico-economică; *Prietsch, W.* şi *Hofmann, H.* — Importanţa tehnică şi economică a uleiului întrebuinţat; *Reuther, H.* şi *Grochalski, W.* — Studiul proprietăţilor de ungere ale uleiurilor şi unsorilor siliconice; *Fleischer, G.*, *Guilke, W.* şi *Bodenstein, O.* — Calculul parametrilor optimi ai lagărelor axiale de alunecare.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 7/1964 : *Eichler, R.* şi *Reuss, H. J.* — Frezarea de precizie a suprafeţelor rectilinii cu plăcuţe mineraloceramice rotitoare; *Weitz, E.* — Calitatea şi perspectivele oţelului de scule cu înaltă productivitate fabricate în R.D.G.; *Apel, K.* — Strunjirea cu plăcuţe ceramice în întreprinderea Berliner Bremsenwerk — analiza activităţii pe 1963; *Steinhäusser, K.* — Experimentarea utilizării plăcuţelor mineraloceramice la degroşarea oţelului pe strunguri de copiat; *Gimmbott, E.* — Utilizarea materialelor mineraloceramice în construcţia de maşini din R.D.G.; *Kiss, F.* — Proprietăţile plăcuţelor ceramice aşchietoare Pyrocor L.C. 96; *Kröher, H.* — Încercarea durabilităţii plăcuţelor ceramice la frezare; *Blum, G.* — Utilizarea plăcuţelor ceramice H. C. 20 — M la frezare; *Gimbott, E.* — Utilizarea plăcuţelor ceramice la frezare şi strunjire; *Helmbold, M.* — Utilizarea materialelor ceramice aşchietoare în întreprinderea Mähdrescherwerk Weimar; *Hartmann, D.* — Utilizarea plăcuţelor ceramice la strunjire; *Möller, G.* — Dispozitive de fixare pentru plăcuţe ceramice rotitoare; *Kiess, F.* — Dispozitive de fixare;

Blum, G. — Forme şi dimensiuni de plăcuţe ceramice aşchietoare ; *Reinhold, R.* — Plăcuţele ceramice aşchietoare şi securitatea muncii ; *Vintner, F.* — Influenţa proprietăţilor fizico- chimice asupra comportării plăcuţelor ceramice la prelucrarea prin aşchiere ; *Dübel, W.* — Influenţa mărimii granulaţiei plăcuţelor ceramice de oxizi şi carburi asupra capacităţii de aşchiere ; *Gibas, F.* ; Comparaţie între diferiţi factori de aglomerare a $A^{l}_{2}O_{3}$ ca bază a studiului structurilor ceramografitice ; *Mihalyi, F.* — Influenţa temperaturii şi a duratei de aglomerare asupra calităţii plăcuţelor ceramice — Colectiv de autori — Prima linie de transfer cu sănii de transport cu capacitatea de 4,5 t (partea a doua) ; *Marquart, W.* — Fondul de timp al proceselor de producţie şi utilizarea lui ; — *Eichhorn, E.* — Îmbunătăţirea evidenţei eficacităţii măsurilor tehnico-organizatorice. **Nr. 8/1964** : *Trognitz, V.* — Problemele normării muncii apărute la examinarea în direcţia tehnică ; *Reinecke, G.* — Calcularea comenzilor realizabile pe strungul carusel SK 125 pe baza normativelor de cost orar ; *Marquart, W.* — Fondul de timp al mijloacelor de producţie şi dependenţa de acesta a costului lor ; *Schreiber, A.* — Determinarea eficacităţii producţiei în flux ; *Gudowski, H* şi *Schmidt M.* — Inlesnirea continuă a mişcării inovatorilor ; *Rössler, H.* — Necesitatea de asimilare a metodelor noi de organizare a procesului de producţie în uzinele constructoare de maşini din R.D.G. ; *Kranse, H. J.* — Posibilitatea mecanizării complexe a pregătirii de fabricaţie : *Koch, K. H.* — Dezvoltarea staţiilor centrale pentru închirierea dispozitivelor ; *Zehm, B.* — Studiul parametrilor şi calităţii instalaţiilor de aer condiţionat şi de climatizare fabricate de întreprinderile „Elektrogeräte" ; *Heinrich, G.* — Elemente de mişcare pentru alimentare cu semifabricate ; Probleme ale economicităţii consumului de ulei ; *Jacob, H.* şi *Garreis, F.* — Calculul forţelor care apar la presarea corpurilor cilindrice tubulare ; *Altmann, W.* — Echiparea cuptoarelor de forjă cu dispozitive de măsură şi reglaj ; *Thalemann, M.* — Rectificarea cilindrică exterioară ; *Schulze, W., Frederich, P.* şi *Moosdorf, K.* — Utilizarea plăcuţelor ceramice la frezare în întreprinderea Standard din Markranstädt ; Călirea prin inducţie a cuzineţilor de bielă ; *Schmidt, F.* — Îndepărtarea economică a ţundărului prin metoda centrifugă ; *Gollnow, R* — Raport asupra celei de-a VI-a expoziţii a tineretului.

Die Technik, nr. 7/1964 : *Pasold, E.* — Problemele şi importanţa construcţiilor de instalaţii chimice pentru dezvoltarea economiei naţionale şi a exportului ; *Rousciuk, L.* şi *Pachmann, G.* — Căile spre nivelul mondial al productivităţii muncii, al preţului de cost şi al calităţii ; *Herold, P.* — Utilizarea şi eficacitatea economică a sistemului de unităţi standardizate la prese mecanice mari ; *Arnold, F.* — Utilizarea şi eficacitatea economică a sistemului de unităţi standardizate la maşinile automate de refulare la rece ; *Pindric, M.* — Creşterea debitului maşinilor de prelucrare prin deformare din Cehoslovacia ; *Krüger, H.* — Fontă maleabilă perlitică — material de înaltă calitate — fabricaţie, utilizări şi avantaje ; *Kaiser H.* — Factorii care influenţează costul sistemului de unităţi standardizate ; *Scharf, G.* — Proprietăţile şi utilizările oţelurilor elaborate în cuptoare electrice radiante de 200 kW ; *Jahn, H. Damerow, G.* — Metalele pămîntoase rare şi compuşii lor — materiale ale tehnicii moderne ; *Naumann, H. D.* — Aprovizionarea cu energie a sateliţilor artificiali şi a sondelor cosmice ; *Dressler, Wh.* — Utilizarea monoraiurilor ; *Heinrich, C.* — Importanţa sortimentelor de materiale plastice pentru beneficiul economic al industriei de materiale plastice ; Utilizarea materialelor plastice în construcţia de locomotive din Cehoslovacia ; *Kortum, H.* — Sistemul de unităţi fizico-tehnic şi calculul dimensiunilor sistemelor de torsiune şi de rotaţie. **Nr. 8/1964** : *Fedorowitsch, M.* — Unele probleme ale automatizării complete a industriei ; *Nestler, C. G.* — Formarea inginerilor pentru tehnica şi încercarea materialelor la Şcoala de ingineri pentru tehnica materialelor din Karl Marx — Stadt ; *Telle, W.* — Cinci ani de activitate de cercetare a întreprinderii Hochvakuum-Dresda ; *Schmutzler, G.* — Materiale tioplastice lichide şi posibilităţile de aplicare a lor ; *Jrhmlich, E.* — Efectul „electrohidraulic" şi aplicarea sa la deformarea tablelor ; *Riebel, K.* şi *Wölfel, J.* — Coeficienţi de pierdere în conducte ; *Irmer, K.* şi *Löffler, H.* — Determinarea radiometrică a vitezelor de scurgere prin metoda celor două puncte ; Principii generale de combatere a zgomotelor ; Asupra Congresului de tehnica frigului de la Halle sur la Saale, 1964.

Cehoslovaţkaia tiajelaia promîşlennosti, nr. 7/1964 : *Misarek, D.* — Dezvoltarea turbocompresoarelor CKD ; *Müller, J.* — Staţii flotante de pompare ; *Smajler, A.* — Žece ani de activitate a staţiunii de încercări în scurtcircuit din Bechovice ; *Sekcanina, M.* — Maşini speciale pentru industria electrotehnică ; *Vintner, F* şi *Kolař, J.* — Influenţa lichidelor de ungere - răcire asupra economicităţii prelucrării prin aşchiere. **Nr. 8/1964** : *Kabrna, E., Havelka, K., Pytlik, F.* şi *Martinek, B.* Turboalternatorul 235 MVA-Skoda ; *Hlavac, J.* — Sistemul de răcire a turboalternatorului 235 MVA-Skoda ; *Limpouch, B.* — Prima experienţă cehoslovacă de funcţionare a instalaţiei de turbină cu gaze cu ciclu combinat vapori-gaze, utilizînd lignit ; *Vodacek, O.* — Instalaţie de măcinare pentru cazane cu cărbune pulverizat ; *Skrivan, K.* — Probleme economice ale introducerii manipulării automate la prelucrarea pieselor.

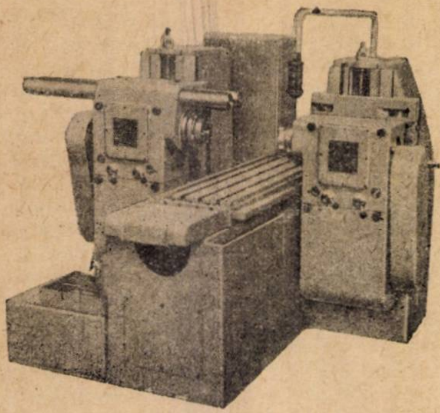
GEP, nr. 6/1964 ; *Lettner, F.* şi *Zsembery. F.* — Utilizarea răcirii cu ceaţă la aşchierea metalelor ; *Bodrogai, J.* — Rezolvarea problemelor complexe ale teoriei rezistenţei materialelor cu ajutorul maşinilor de calcul simple ; *Róth, A.* — Prelucrarea electromecanică ; *Sandor, N.* — Unele probleme ale reparării maşinilor-unelte ; *Kéthelyi, J.* — Metode auxiliare de analiză spectrală a aliajelor de metale ; *Jakkel, O.* — Lubrificaţia cu gaze pentru reducerea frecării. **Nr. 7/1964** : *Darvas, E.* — Dezvoltarea metodelor de calcul al construcţiilor de oţel sudate ; *Gállik, I.* — Noi prescripţii în legătură cu construcţiile de oţel sudate ; *Koch, M.* — Consideraţii asupra oboselii construcţiilor de oţel ; *Gerbeaux, H.* — Unele probleme ale construcţiilor sudate ; *Neumann A.* şi *Müller, G.* — Sarcini dinamice — îmbinări sudate incorecte ; *Bader, W.* — Calculul şi capacitatea de încărcare a construcţiilor tubulare ; *Müller, R.* — Calculul îmbinărilor sudate cu cusături frontale şi laterale ; *Farkas, J.* — Capacitatea de încărcare a îmbinărilor sudate.

Nr. 8/1964 : *Harasymowicz, J.* — Problemele capacităţii şi forţei de aşchiere la strunjirea corpurilor pătrate ; *Mihalyi, F.* — Determinarea capacităţii economice a grupelor de scule care lucrează simultan ; *Kuszmann, K.* şi *Vincze, E.* — Condiţii pentru utilizarea practică a dispozitivelor de fixare a frezelor ; *Vamos, E.* şi *Guba, F.* — Variaţia structurii uleiurilor de maşini sub influenţa deformării mecanice ; *Szilárd, J.* — Al IV-lea Congres internaţional. în problema încercării nedistructive a materialelor, Londra, 1963.

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi Administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion T. Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia Revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.
Tiparul : I. P. „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti, c. 3826.

41023

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883



Maşini de frezat longitudinal de construcţie standard Olivetti

Maşini de frezat longitudinal tip FP4

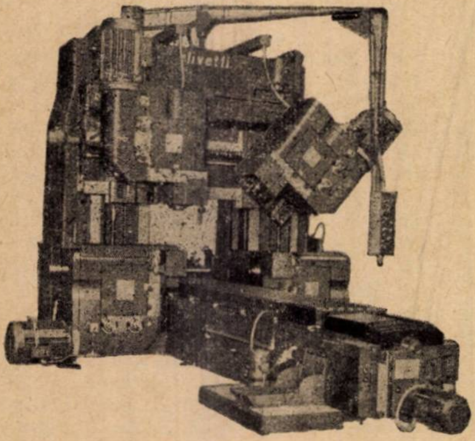
Maşini de frezat longitudinal automate pentru prelucrarea în serie a pieselor de dimensiuni mijlocii şi mari. Acest tip a fost realizat cu piese tipizate şi interschimbabile, studiate în funcţie de parametrii geometrici riguroşi, permiţînd realizarea unei game vaste de construcţii standard. Pot fi prevăzute cu 1, 2, 3 capete de frezat dispuse vertical, orizontal sau opus.

Caracteristici :

Lăţimea mesei	440 mm
Cursa mesei	600 – 1000 – 1400 – 2000 mm
Numărul vitezelor de lucru ale mesei	32 de la 28-1 000 mm/min

Ciclul de lucru comandat de 7 contacte permiţînd obţinerea a diverse tipuri de cicluri în ambele sensuri.

Capete de frezare	U10	U10R	UP18	
Puterea electromotorului	10	10	18	CP
Turaţia mandrinei	63—800	500-5 600	18-560	rot/min



Maşini de frezat longitudinal tip FP6 – FP9 – FP12 – FP16

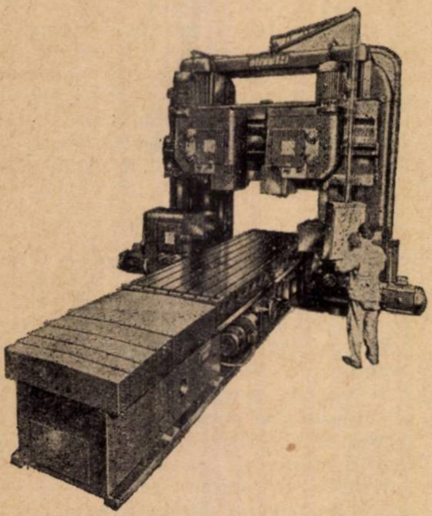
Maşini de frezat longitudinal pentru prelucrarea pieselor grele şi de dimensiuni mari, realizate în forme constructive similare celor de dimensiuni medii şi, în plus, cu 1 sau 2 montanţi şi traversă mobilă.

Tip FP6	
Cursa mesei	1 250—2 000—3 200 mm
Lăţimea mesei	630 mm
Greutatea (în funcţie de construcţie)	10 000—38 000 kgf

Tip EF9	
Cursa mesei	2 000—3 000—4 000—5 000 mm
Lăţimea mesei	900 mm
Greutatea (în funcţie de construcţie)	14 000—50 000 kgf

Tip FP12—FP16	
Cursa mesei	3 000—4 000—5 000 mm
Lăţimea mesei	1 250—1 600 mm
Greutatea (în funcţie de construcţie)	20 000—70 000 kgf

Capete de frezare	U25	U32	UP25	UP32	
Puterea electromotorului	25	32	25	32	CP
Turaţia mandrinei	18—1 000		25—200		rot/min



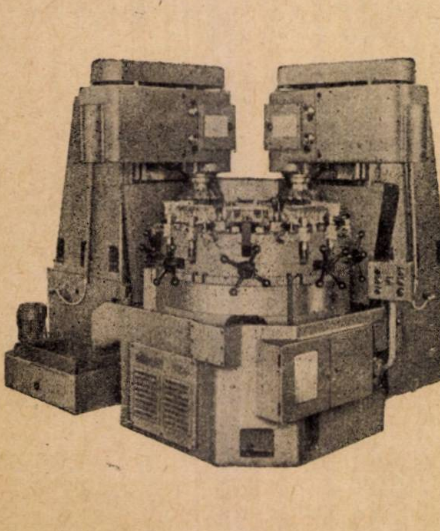
Maşini de frezat cu masă rotativă FG4

Maşini special adaptate pentru lucrări de finisare cu ciclu continuu şi pentru producţie de serie mare.

Au posibilitatea montării pe masă a unui mare număr de dispozitive. Cînd piesa permite, se pot executa, într-o singură operaţie, degroşarea şi finisarea cu o maşină cu două capete independente.

Diametrul mesei	1 100 mm
Numărul vitezelor de lucru pentru diametrul de 1 000 mm	32 de la 56—2 000 mm/min
Timpul necesar unei rotaţii a mesei	56—1,6 min
Capetele de frezare (conform tip FP4)	tip U10—U10R
Greutatea maximă admisibilă pe masă	1 000 kgf

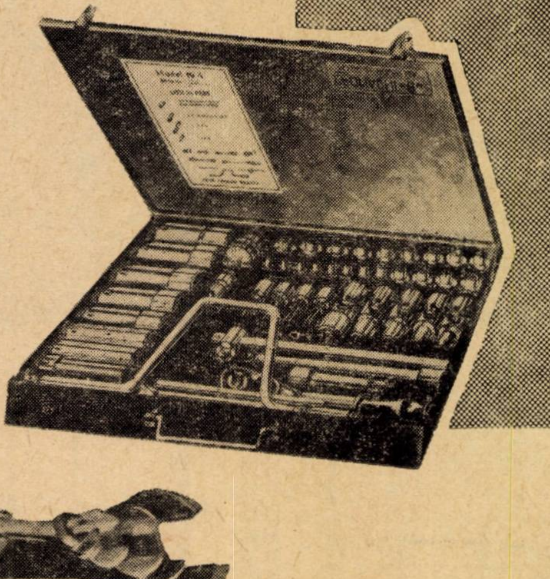
Gama de maşini de frezat, de construcţie standard, este completată cu tipul FP3 pentru lucrări semiuşoare şi AF30 pentru lucrări uşoare. În plus, Olivetti construieşte maşini de frezat cu echipament special pentru producţie de mare serie, potrivite pentru a fi introduse în linii de transfer.

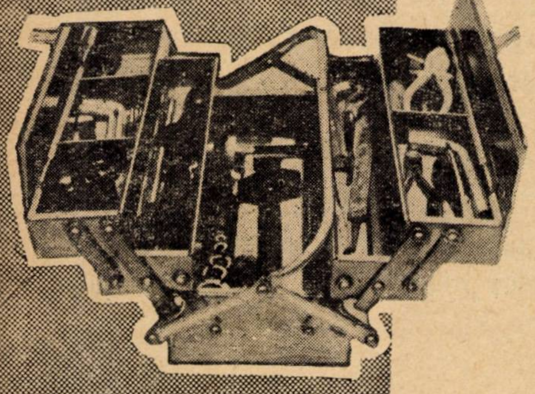


olivetti

MAŞINI — UNELTE
Ing. C. OLIVETTI & C., S.p.A.
San Bernardo d'Ivrea (Torino)

ntreprinderea de „UNELTE şi SCULE" Braşov



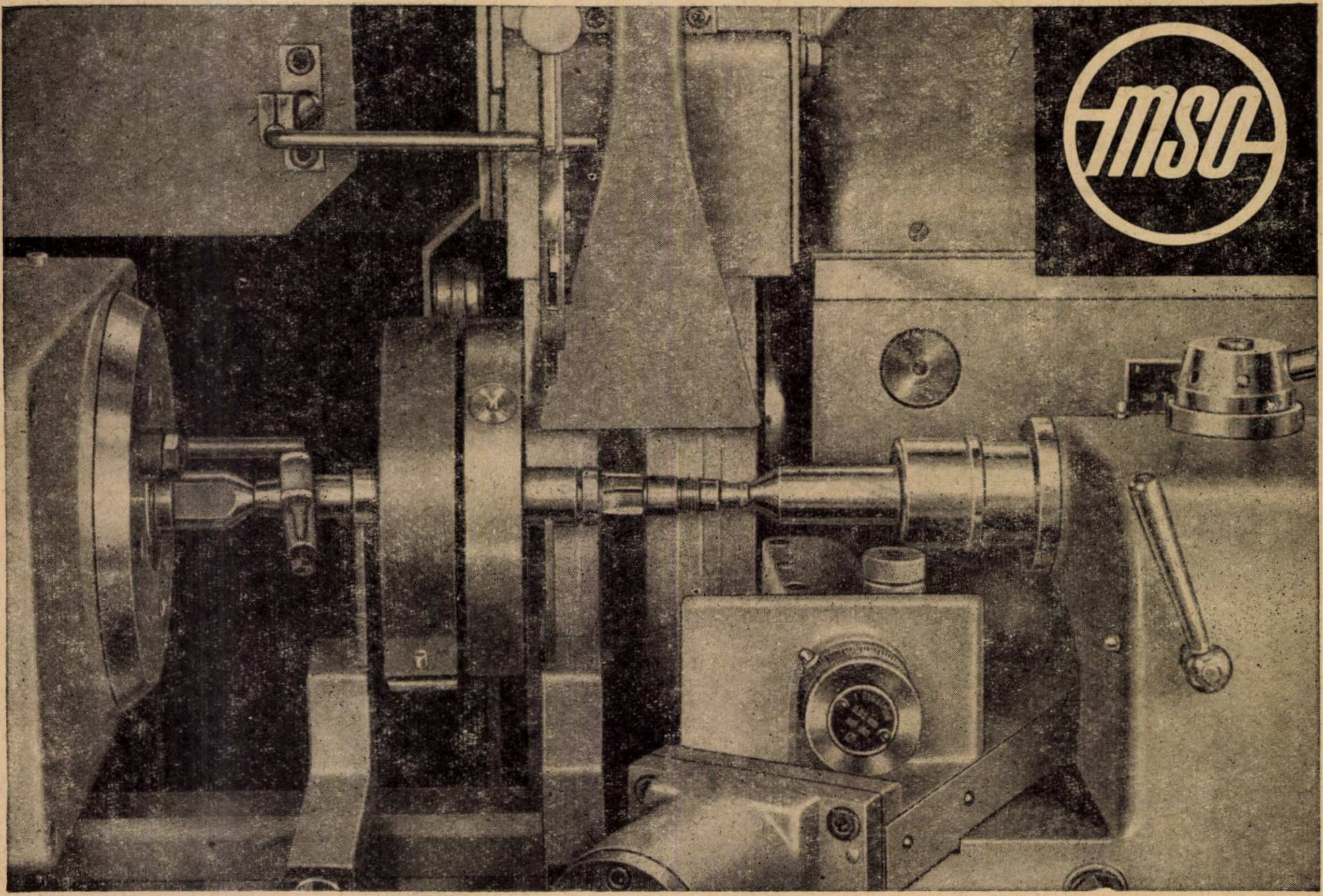


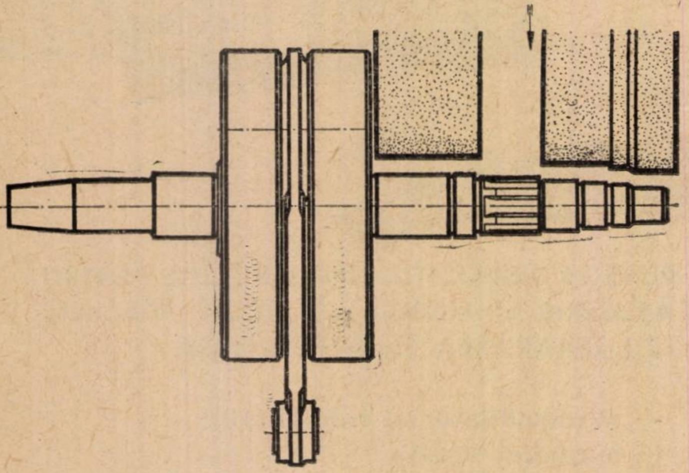
VĂ PUNE LA DISPOZIŢIE DIFERITE SCULE PENTRU LĂCĂTUŞERIE ŞI MONTAJ ŞI SCULE SPECIALE PENTRU REPARAREA ŞI ÎNTREŢINEREA:

- automobilelor şi tractoarelor
- maşinilor-unelte
- utilajului petrolier
- locomotivelor şi materialului rulant
- instalaţiilor chimice şi petroliere
- utilajelor pentru construcţii

INVENTAR COMPLET DE SCULE
PENTRU DOTAREA ATELIERELOR
COOPERAŢIEI MEŞTEŞUGĂREŞTI

IUS





FH-200

Înălţimea vîrfurilor 130 mm
Lungimea de şlefuire 400, 750, 1 000 mm

Şlefuirea unei jumătăţi de arbore cotit cu o serie de pietre de polizat de copiat

Şlefuire cu maşina de mare productivitate la şlefuire rotundă model FH—200.

Maşina este în mod special indicată pentru şlefuirea rotundă permanentă, economică a pieselor cilindrice, conice şi profilate, în fabricaţia individuală, de serie sau de masă.

MSO WERKE OFFENBACH AM MAIN

Senefelderstrasse 162 ◆ *Căsuţa Poştală 37* ◆ *Telefon 80, 191* ◆ *Republica Federală Germană*

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

UZINA DE POMPE BUCUREȘTI

STR. ZIDURI MOȘI NR. 25

POMPE DE UZ GENERAL

- MONOETAJATE
- MULTIETAJATE
- ÎN DUBLU FLUX

POMPE SPECIALE pentru

- ALIMENTAREA CAZANELOR
- LICHIDE CU SUSPENSII ABRAZIVE
- PASTĂ DE HÎRTIE
- LICHIDE COROSIVE

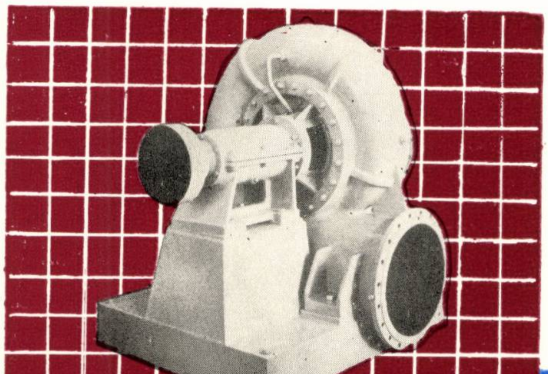
POMPE pentru AGRICULTURĂ

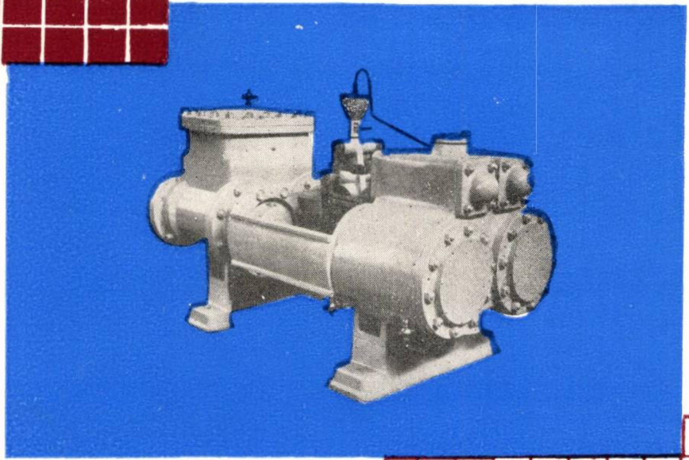
- DIAGONALE
- AXIALE
- MOTOPOMPE

POMPE de vid

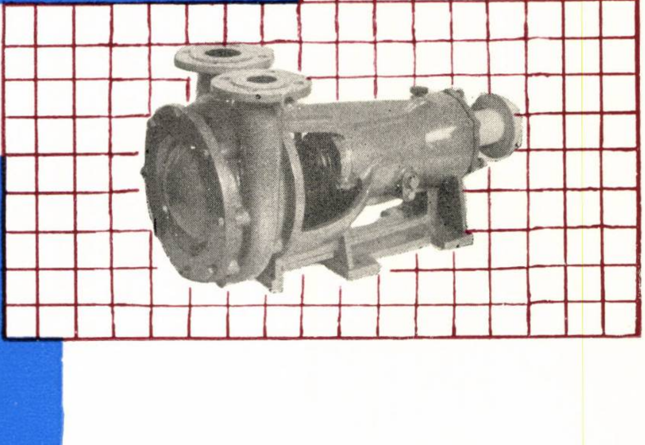
POMPE duplex

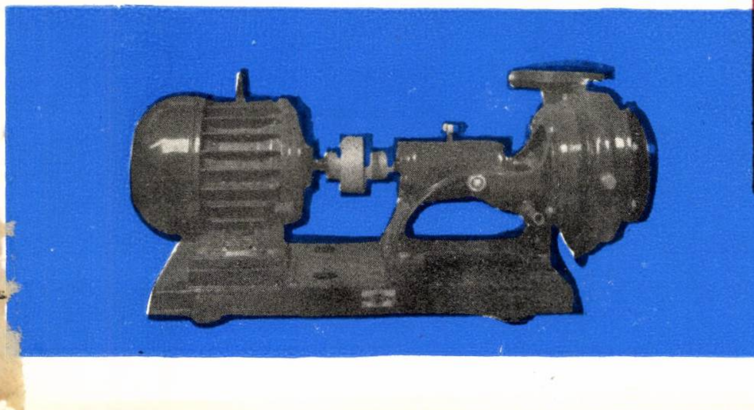
POMPE cu roți dințate





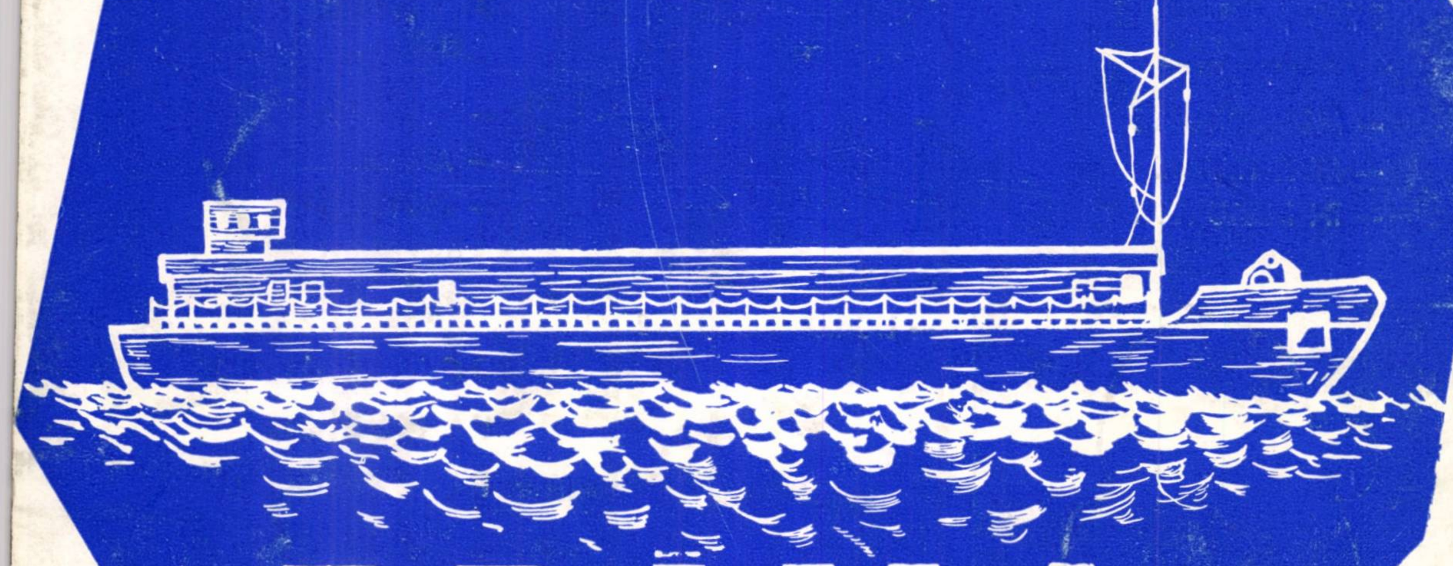
UPB





B

ȘANTIERUL NAVAL



BRĂILA

construiește :

Șlepuri de 1000 și 1700t
Ceamuri de 240t

Strada Fabricilor Nr. 2 Tel. 1748-1749

E 32.79

R

REFERÁLVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 11 • NOIEMBRIE 1964

CARPATI SR131

BUCEGI SR113

economicitate
manevrabilitate ușoară
siguranță in functionare
linie modernă
vizibilitate
confort
puterea 140 CP
viteza 90 km/h - SR131
80km/h - SR113
sarcina utilă 3T SR131
5T SR113
consum la 100km 27l-SR13
28l-SR11

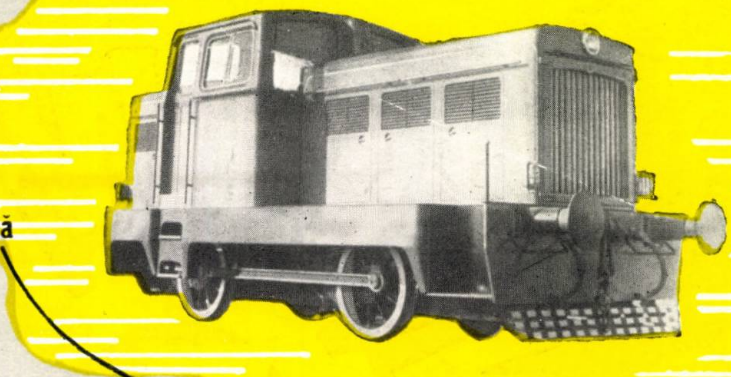
Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

BRAȘOV

Strada Poienelor Nr. 5 Telefon. 63-10

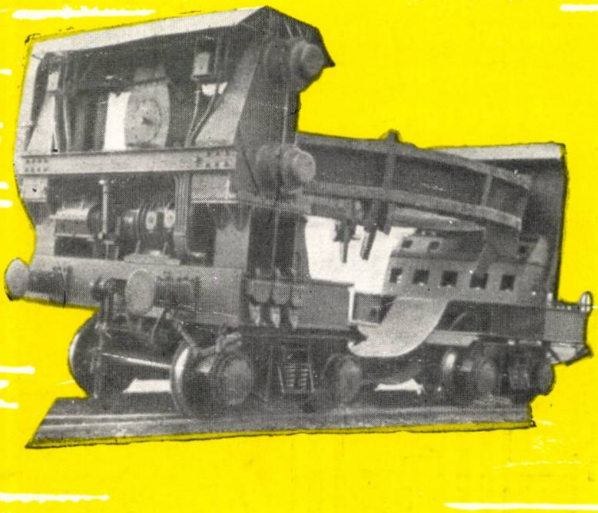
E 3279

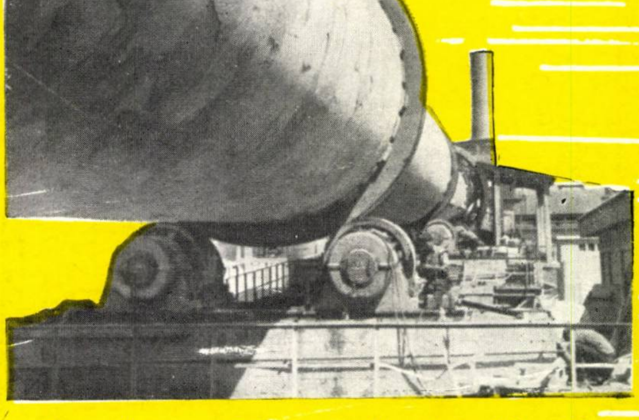


Material rulant
Automotoare de mare viteză și capacitate
Locomotive de manevră pentru cale normală

UZINELE 23 AUGUST

Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant





Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA
Vulcan
EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

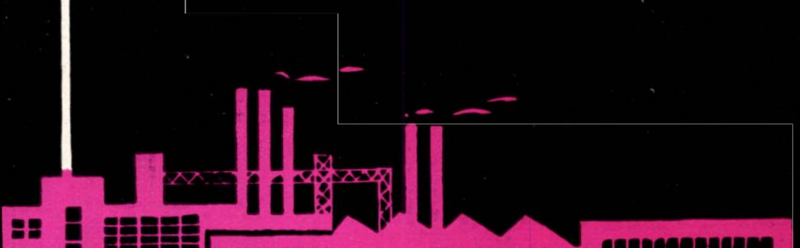
DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"

str. Gabriel Peri nr. 2, Bucureşti



Uzina

UNIVERSAL-650

TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

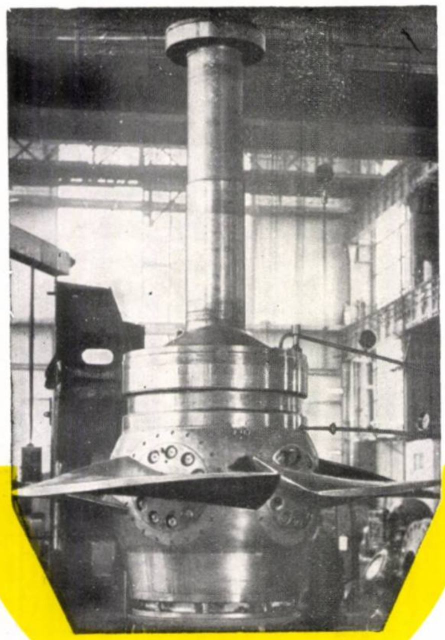
MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

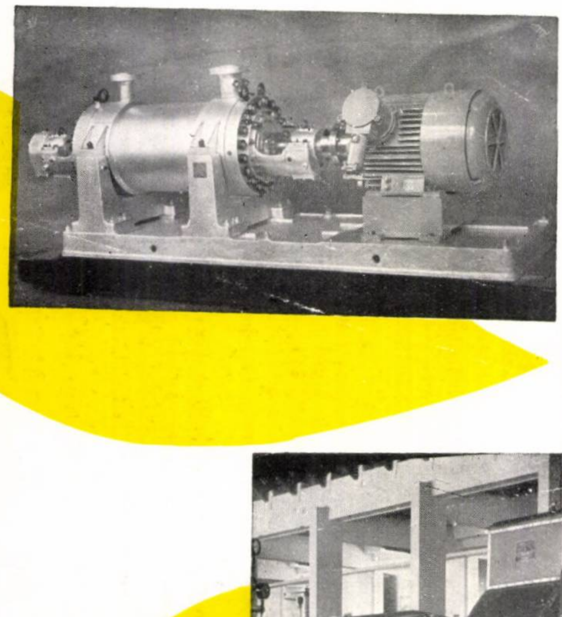
PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

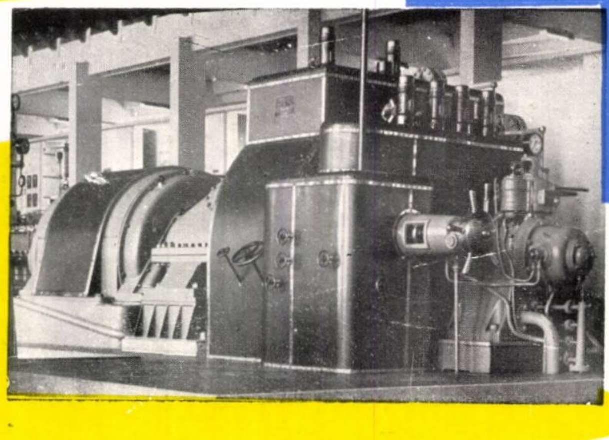
Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

UZINA DE

- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - — cu condensație
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm^3/h — 3 m col.apă
  - — 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**





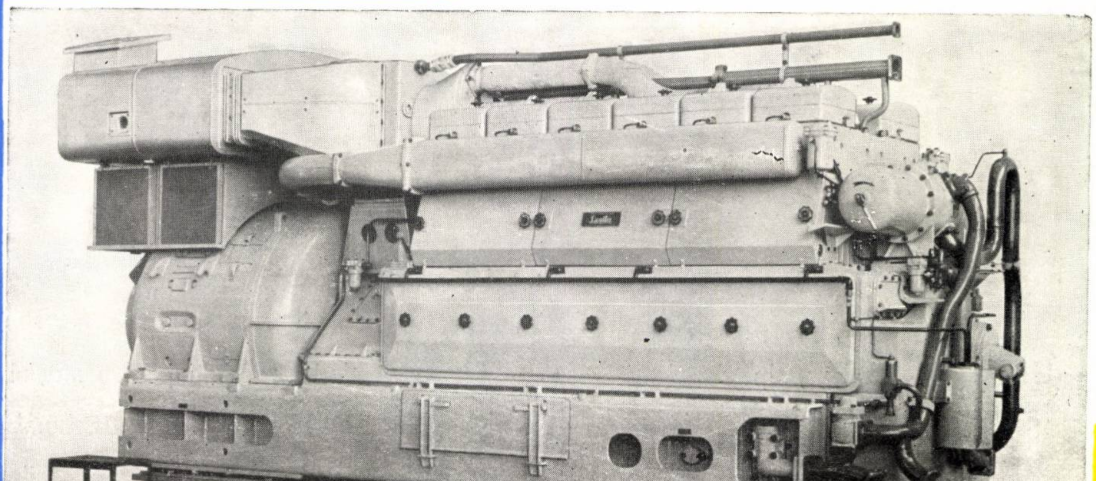


CONSTRUCTII DE MASINI

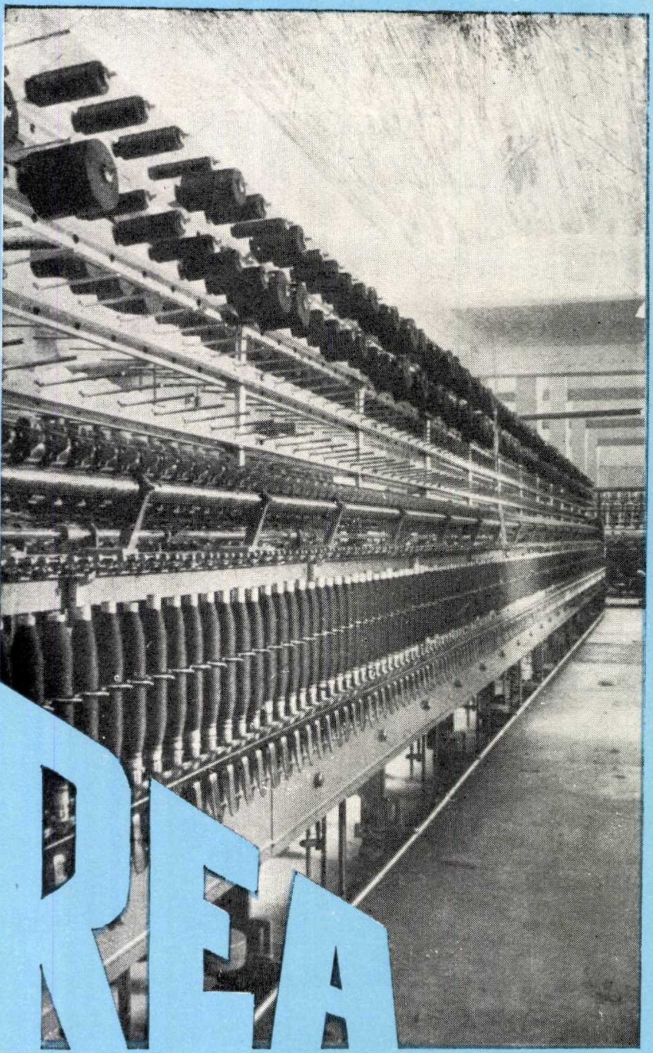
UCM Resita

MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2 100 CP



UNIREA



UZINELE METALURGICE „UNIREA“
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2—3

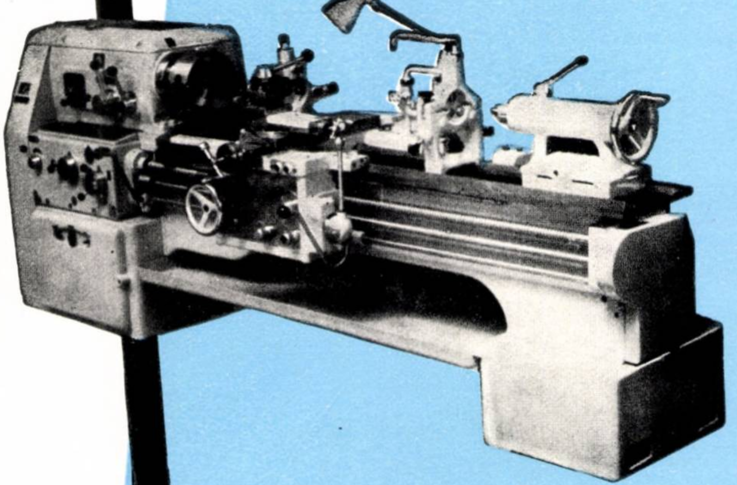
LIVREAZĂ:

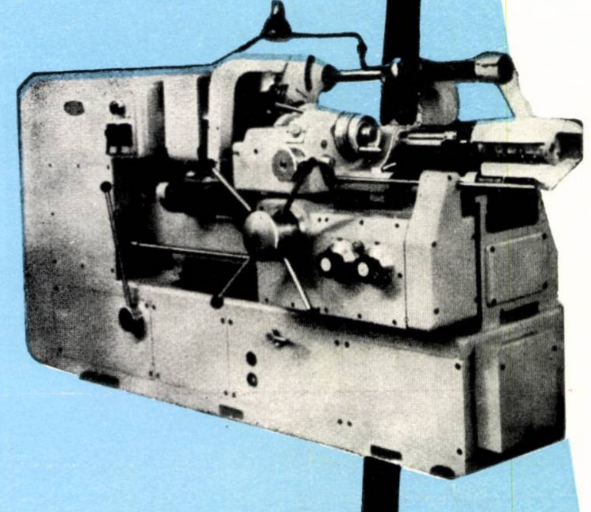
- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru răsboaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat tip FI
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

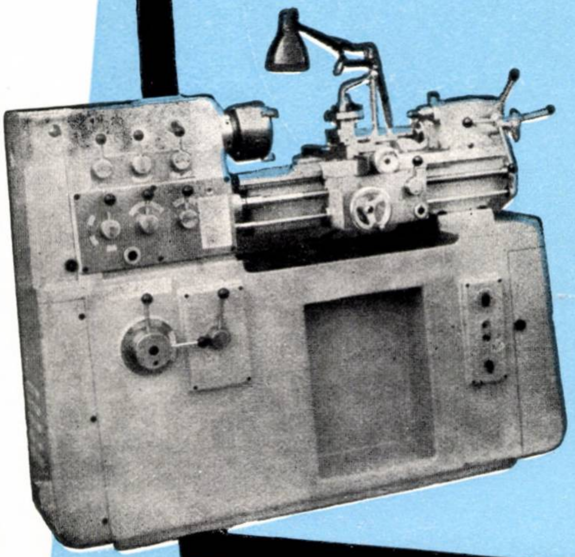
UZINA DE STRUNGURI
ARAD

produce:

- **Strunguri normale: SN—250, SN—320, SN—400, SN—630 şi SN—800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500, 750, 750—1 000 —1 500, 2 000 şi 3 000 mm; turaţia: 63—2 800, 31,5—1 600, 12—1 500, 12—1 050, 12—1 050; puterea: 2,2, 3, 5, 5/7,5, 11/18, 11/18 kW.
- **Strunguri revolver: SRO—25, SRV—25, SRO—40 şi SRV—40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm; turaţia 112—2 800, 112—2 800, 56—2 800 şi 45—2 240 rot/min; puterea· 3 şi 7,5 kW.

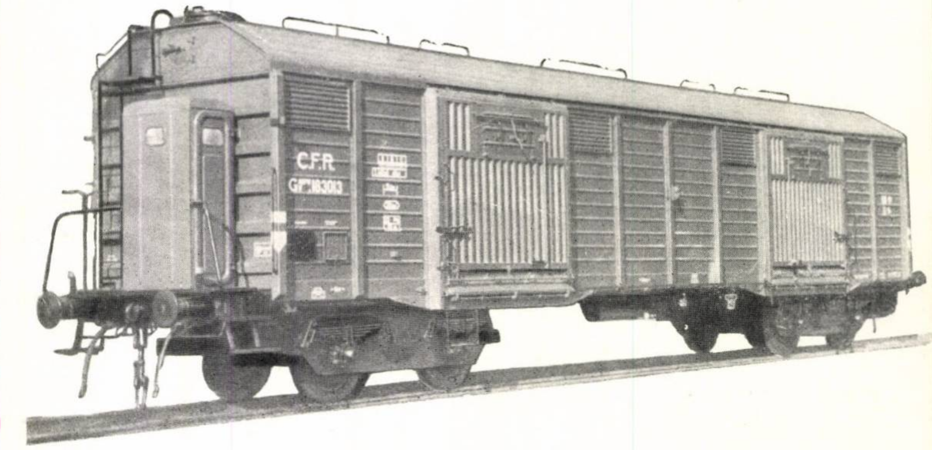


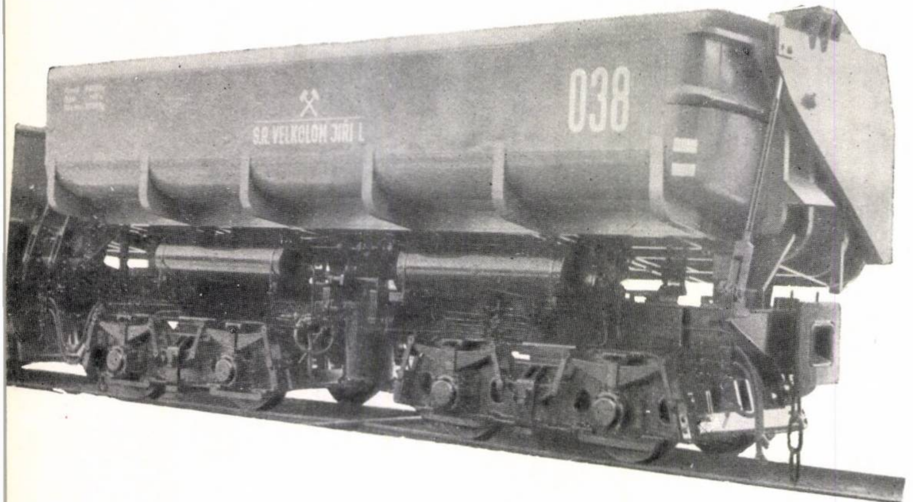




UZINA DE
STRUNGURI
ARAD

UZINELE DE VAGOANE ARAD



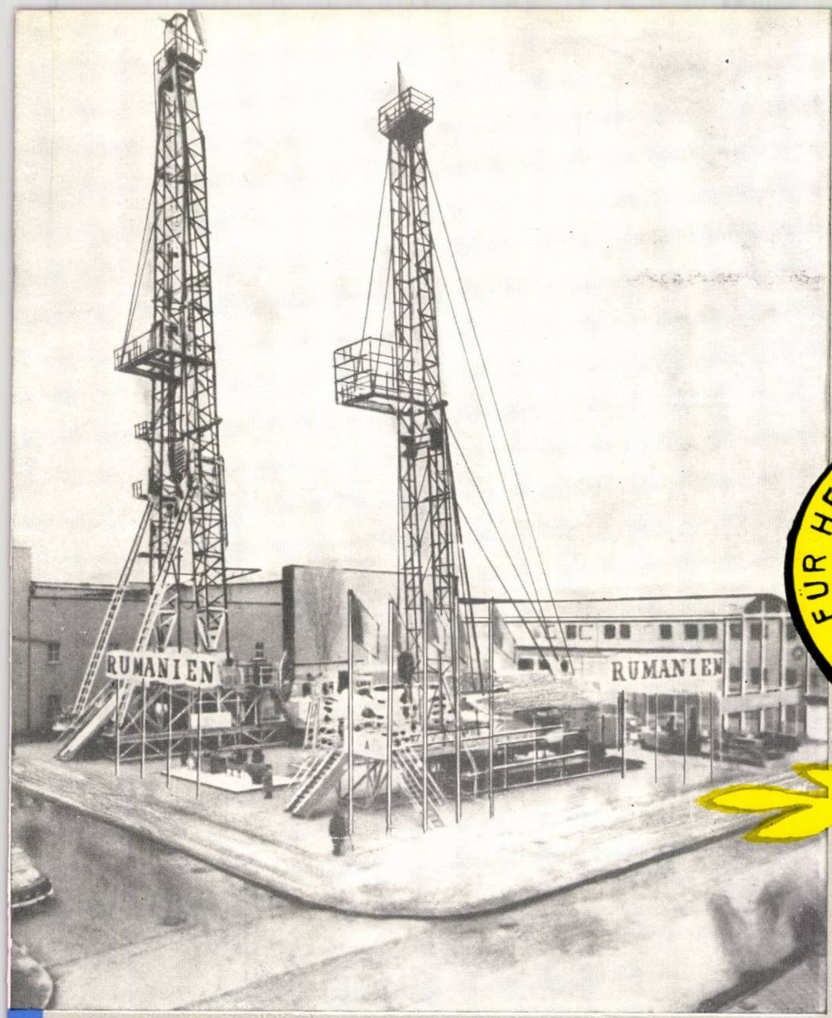


executǎ :

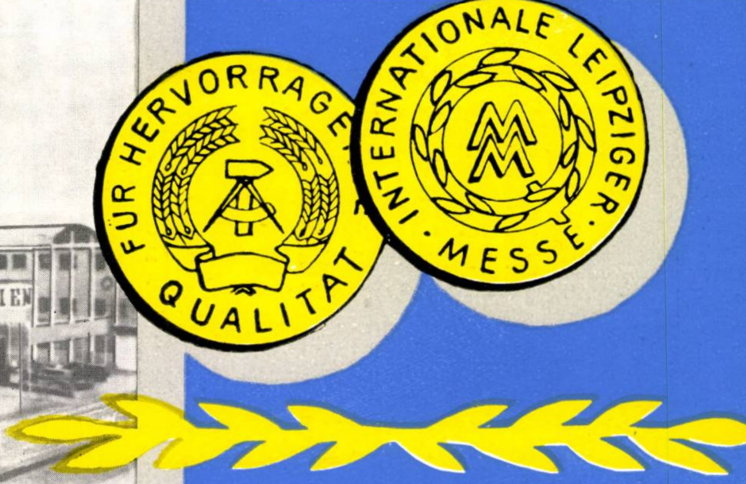
- Vagoane de marfǎ descoperite
- Vagoane de marfǎ acoperite
- Vagoane de marfǎ speciale
- Vagoane refrigerente
- Vagoane de cǎlǎtori

Vagon acoperit, cu 4 osii – 60 t, cu boghiuri tip NIC şi cu suspensii cu inele lungi şi rulmenţi ; viteza maximǎ 100–120 km/h

Vagon basculant – 40 m³ – 80 t, pentru mecanizarea transporturilor pe marile şantiere de construcţii sau exploatǎri miniere la zi ; mecanism de basculare pneumatic


RUMANIEN
RUMANIEN

„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul Internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".


FUR HERVORRAGE
QUALITAT
INTERNATIONALE LEIPZIGER · MESSE ·
MM

UZINA
1 MAI
PLOIEȘTI

execută:

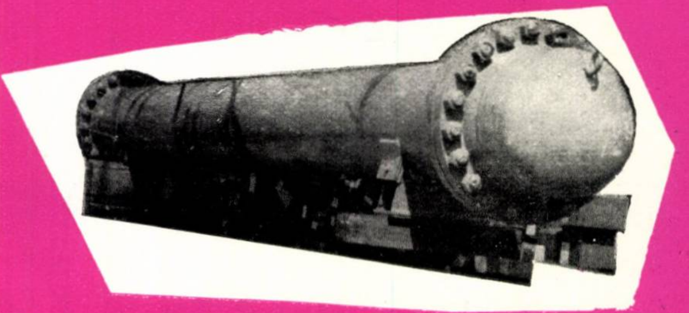
- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ŞI RAFINĂRII

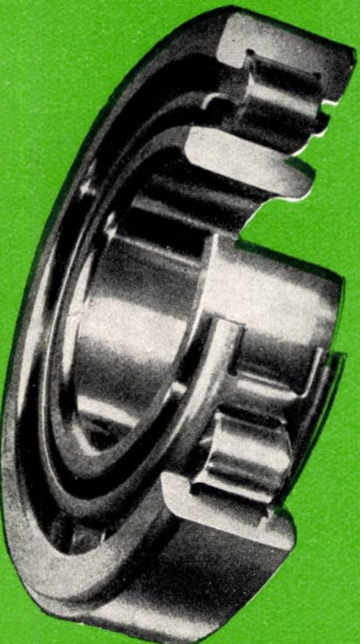
- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- reactoare
- evaporatoare
- coloane de rectificare



RULMENŢI DE DIFERITE TIPURI

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanti cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

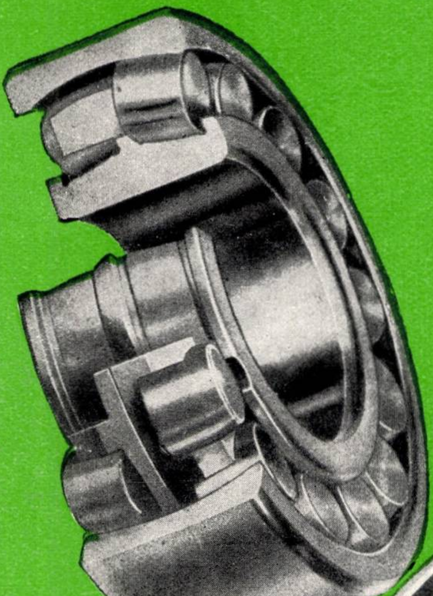
FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

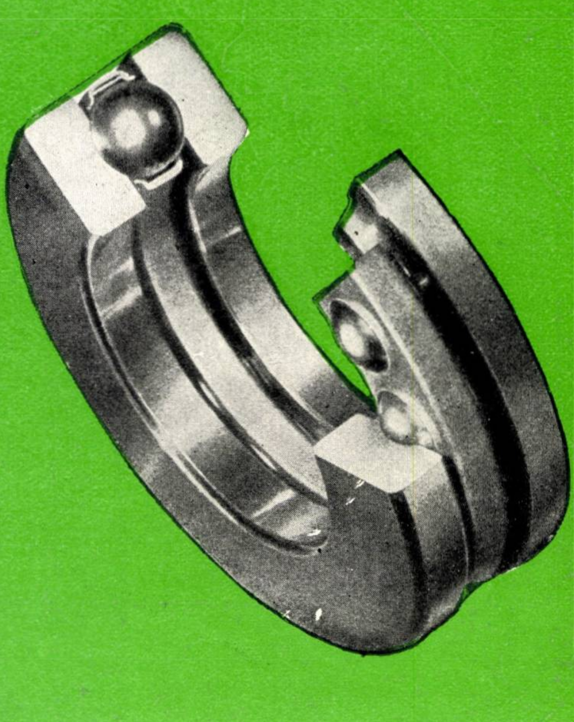


Înzestrată cu maşini specializate de mare productivitate şi precizie, cu laboratoare modern utilate şi cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**





ÎNFRĂȚIREA

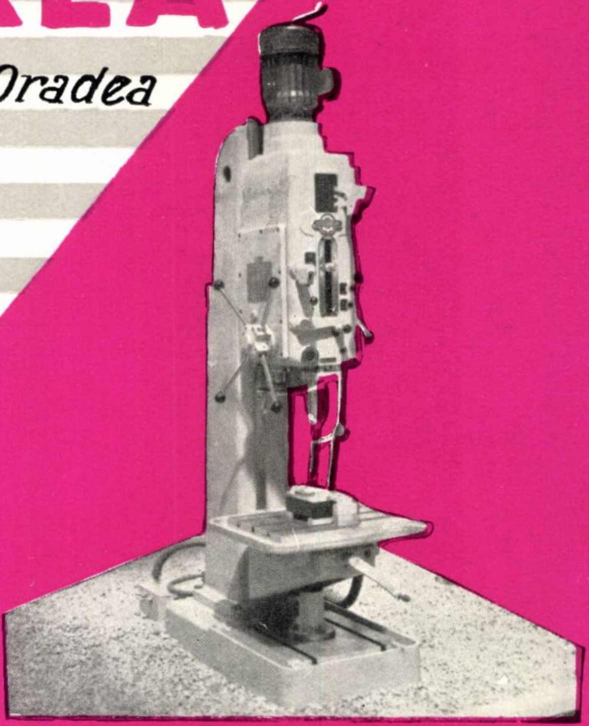
Uzina de mașini-unelte Oradea

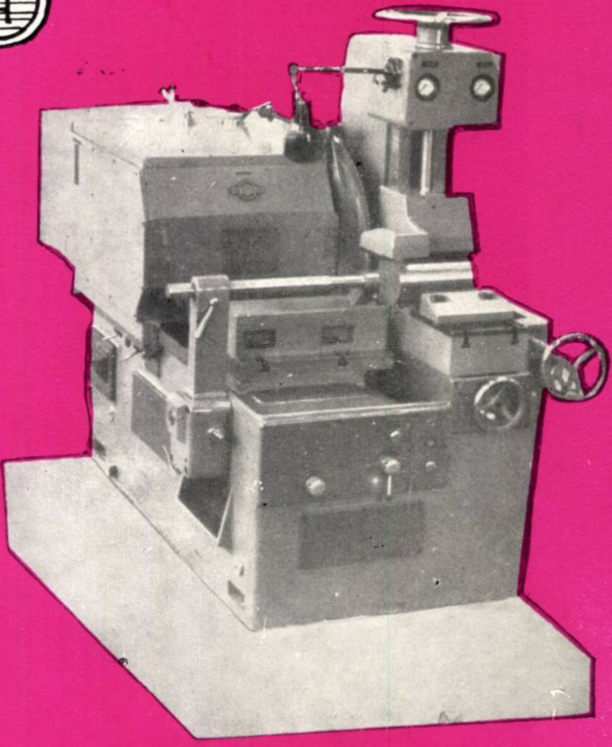
produce

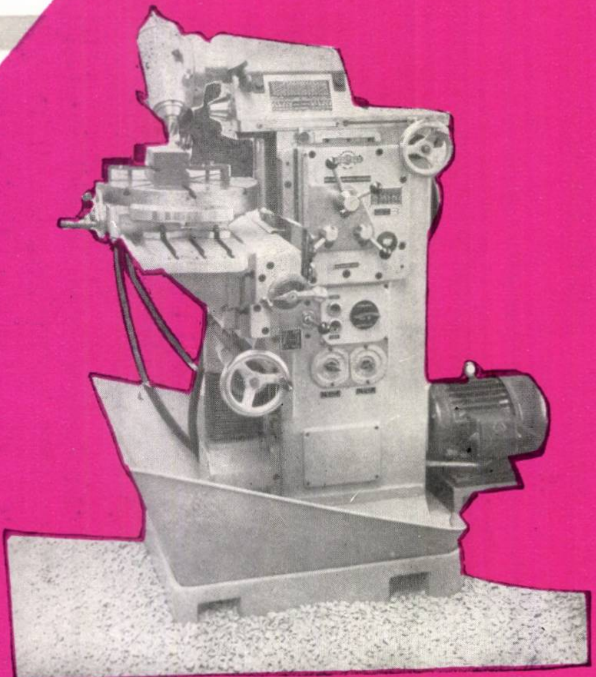
MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

- Raboteze de 425 și 700 mm
- Mașini de găurit 416, 425, 640
- Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t
- Freze universale pentru sculărie
- Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm
- Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg

INFRĂȚIREA



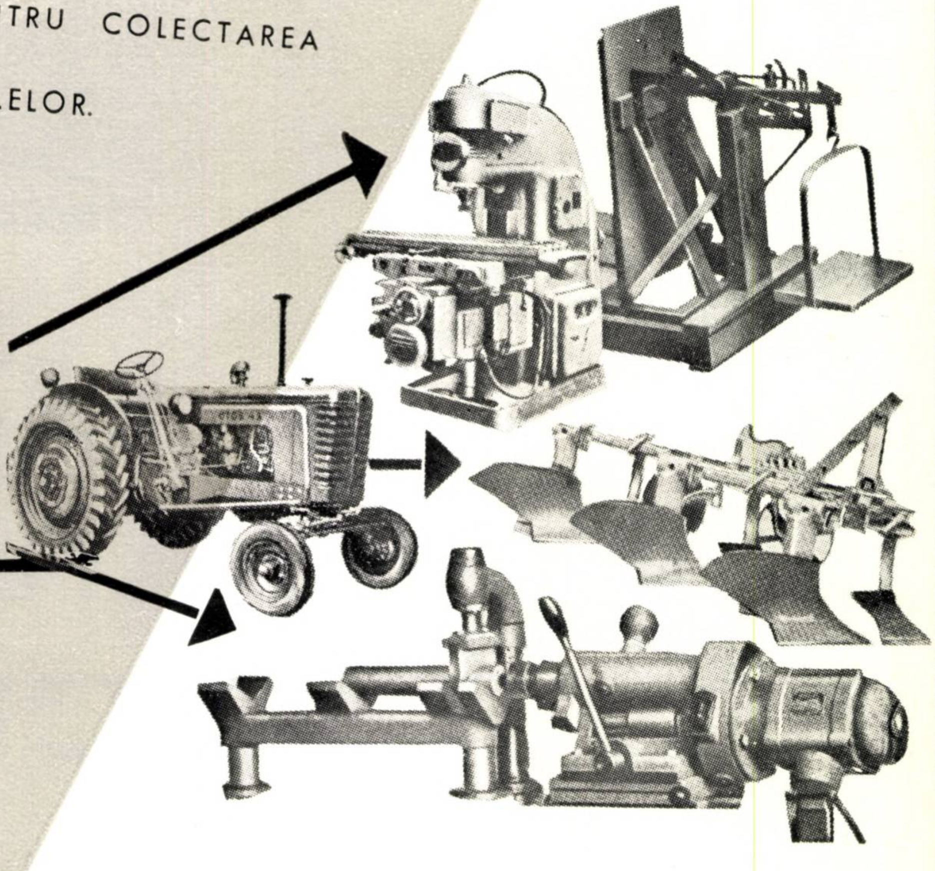


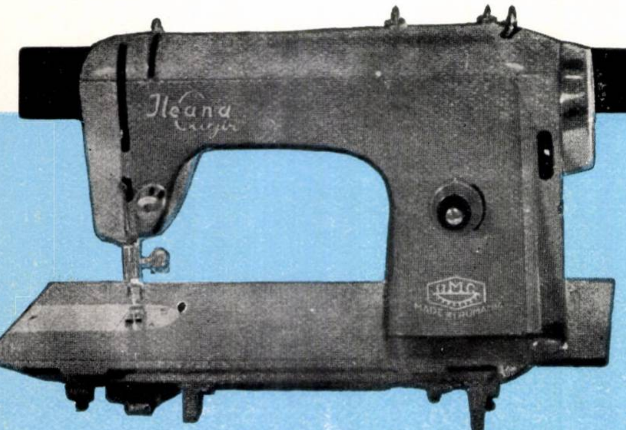


SPRIJINIȚI DEZVOLTAREA INDUSTRIEI SIDERURGICE ȘI REALIZAREA DE PRODUSE METALICE MAI MULTE, MAI BUNE ȘI MAI IEFTINE, PREDÎND DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI ÎN CANTITĂȚI CÎT MAI MARI, SORTATE CONFORM STAS, ÎNTREPRINDERII PENTRU COLECTAREA METALELOR.

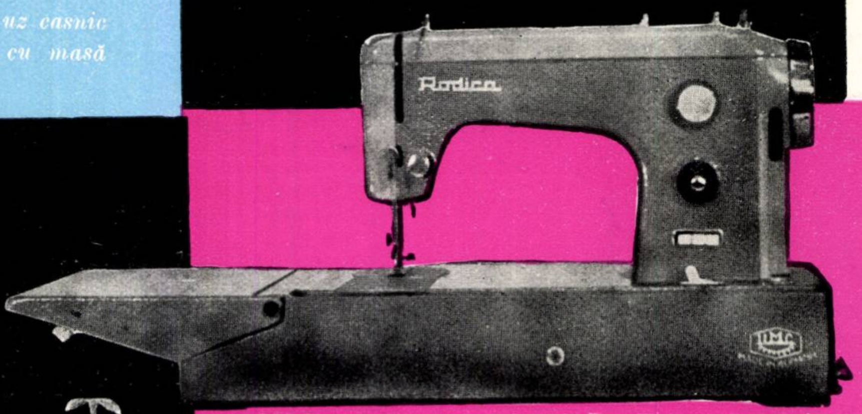
ICM

INTREPRINDEREA
PENTRU
COLECTAREA METALELOR



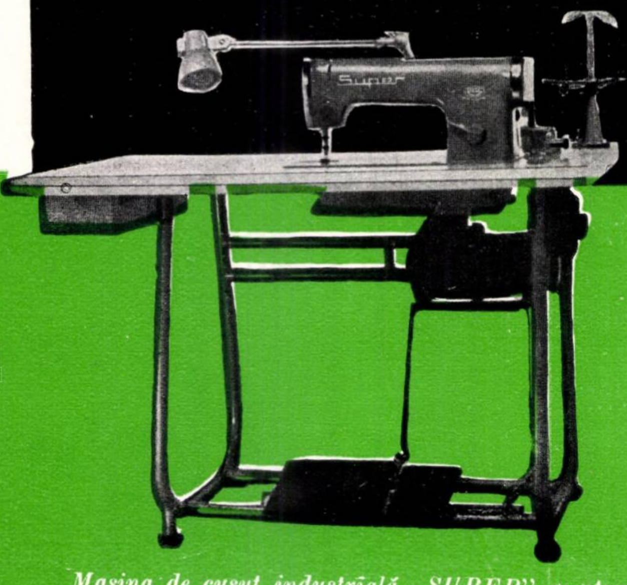


Mașina de cusut „ILEANA" pentru uz casnic execută cusături normale; se livrează cu masă normală sau mobilă.



Mașina de cusut „RODICA" execută cusături simple, în zigzag și 11 modele de cusături decorative.

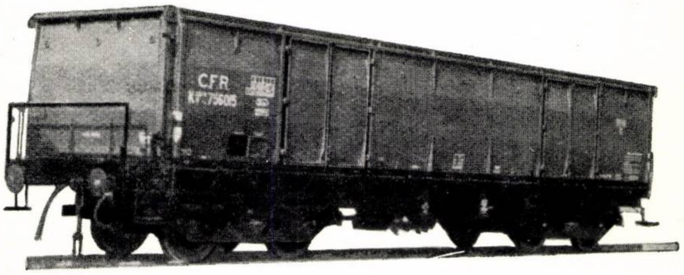
Antrenare electrică în varianta valiză; în varianta mobilă, antrenare electrică sau cu pedală.

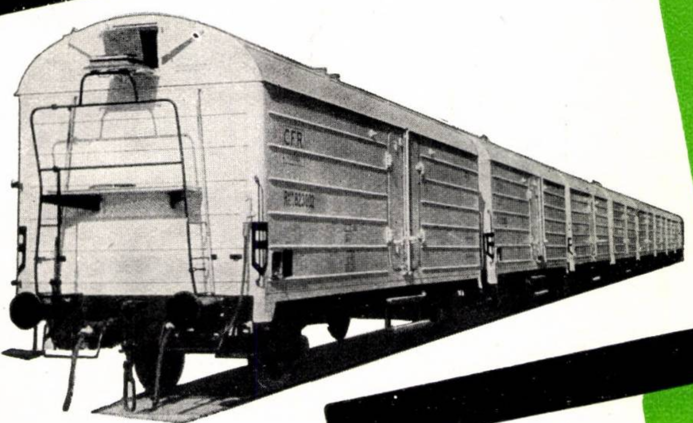


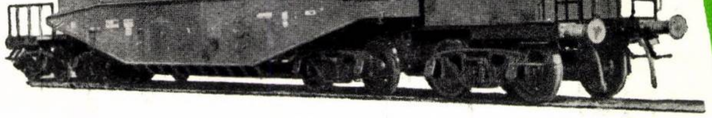
Mașina de cusut industrială „SUPER" pentru industria de confecții, prevăzută cu ungere centrală, asigură, prin turația de 4 000 rot/min a axului principal, o înaltă productivitate.

UZINA MECANICĂ CUGIR

UZINELE DE VAGOANE ARAD







EXECUTĂ

Vagoane de marfă descoperite, vagoane de marfă acoperite, vagoane de marfă speciale, vagoane refrigerente şi vagoane de călători

1. Vagon de marfă descoperit, pe 4 osii – 60 t, cu autodescărcare, cu boghiuri pe rulmenţi şi suspensii cu inele lungi, viteza maximă 100–120 km/h

2. Vagon refrigerent – 20 t, pentru mărfuri perisabile, cu răcire cu gheaţă hidrică sau carbonică; viteza maximă 100–120 km/h

3. Vagon special – 110 t, pentru sarcini mari concentrate ca · transformatoare, generatoare, piese grele turnate etc.; înălţimea platformei de la şină 500 mm

UZINA
RULMENTUL
BRAȘOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE
pentru:
mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

864708—864720
942 17—942 35
943 17—943 50
4074105—4074120

RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

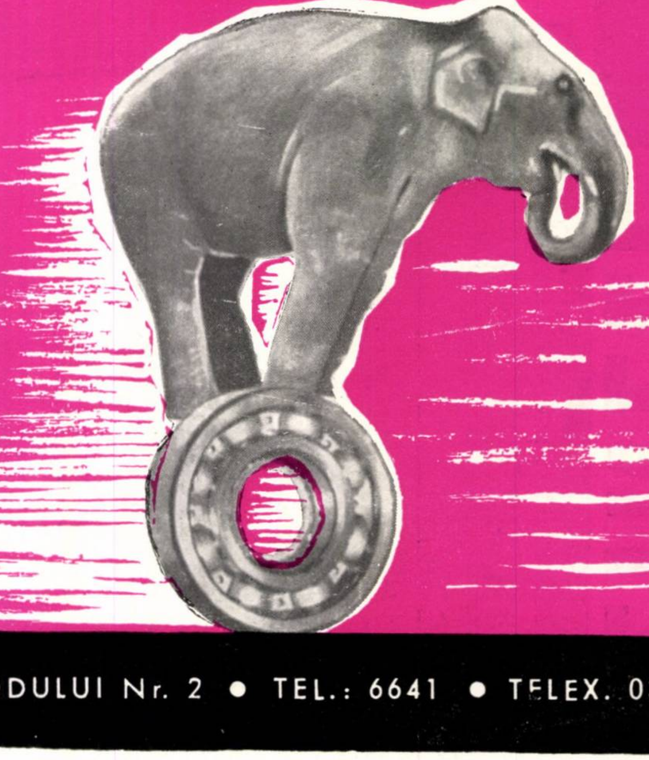
704702 ; 804701
704903 ; 804704
704904 ; 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI

3182118 — 3182122

STR. PODULUI Nr. 2 • TEL.: 6641 • TELEX. 0345

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1383

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, NOIEMBRIE 1964, Nr. 11

CUPRINS

CONSTRUCȚIE – CERCETARE – ÎNCERCĂRI

PIMSNER, V. ȘI POPESCU, A.: **Unele probleme ale determinării vitezei de rotație a mașinilor rotative.** 591
STAMATESCU, C. ȘI GRIGORIU, M.: **Poziția compresorului volumic rotativ în raport cu compresorul cu piston cu mișcare liniară.** 594
GRADIN, GH.: **O nouă metodă pentru calculul durității materialelor.** 599
ȘERBAN, V.: **Contribuții la aprecierea mărimii defectelor în cadrul defectoscopiei ultrasonice cu palpatoare înclinate.** 603

TEHNOLOGIE

SFINȚEANU, D: **Metode noi de depunere a straturilor antifricțiune în construcția cuzineților.** 609
LEONTE, A.: **Metode de acoperire și protecție a pieselor motoarelor cu ardere internă.** 612
ECHIM, T. I.: **Cu privire la sudarea unor oțeluri feritice și austenitice utilizate în industria chimică și petrochimică.** 616

ORGANIZAREA ȘI ECONOMIA PRODUCȚIEI

STĂNCIOIU, I.: **Eficiența economică a asimilării de mașini noi în cazul fabricației de serie.** 621

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

LAȘCU SIMION, L. ȘI CIOBANU, T.: **Eficacitatea tehnico-economică a metalizării prin pulverizare** 626

DOCUMENTARE 633
RECENZII 642
CRONICĂ 646
INFORMAȚII 648
REVISTA REVISTELOR 649

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R. și conf. ing. M. Soare.
Redactor: ing. E. Petrescu.

CZ 621.515 : 621.43.052

Pimsner, V. şi *Popescu, A.* : **Unele probleme ale determinării vitezei de rotaţie a maşinilor rotative.**

Se prezintă o instalaţie specială pentru determinarea turaţiei turbocompresoarelor utilizate pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 591 – 593

CZ 621.5

Stamatescu, C. şi *Grigoriu, M.* : **Poziţia compresorului volumic rotativ în raport cu compresorul cu piston cu mişcare liniară.**

Se realizează o analiză comparativă a tipurilor de compresoare volumice în raport cu compresoarele cu piston.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 594 – 598

CZ 620.178.1

Gradin, Gh. : **O nouă metodă pentru calculul durităţii materialelor.**

Se propune o metodă rapidă pentru determinarea durităţii rezultată prin simplificarea formulei Brinell.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 599 – 603

CZ 621.791.019 : 620.179.16

Şerban, V. : **Contribuţii la aprecierea mărimii defectelor în cadrul defectoscopiei ultrasonice cu palpatoare înclinate.**

Se precizează un criteriu de apreciere a defectelor de sudură cu ajutorul palpatoarelor înclinate.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 603 – 609

CZ 621.43.233.21 : 669.018.24

Sfinţeanu, D. : **Metode noi de depunere a straturilor antifricţiune în construcţia cuzineţilor.**

Se realizează o prezentare a metodelor moderne de depunere a straturilor antifricţiune în cadrul fabricaţiei de cuzineţi pentru motoarele cu ardere internă.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 609 – 612

CZ 621.43 : 620.197

Leonte, A. : **Metode de acoperire şi protecţie a pieselor motoarelor cu ardere internă.**

Se analizează eficienţa metodelor moderne de protecţie împotriva corodării pieselor motoarelor cu ardere internă.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 612 – 616

CZ 621.791.7 : 669.15-194.3 : 66.013.5

Echim, I. T. : **Cu privire la sudarea unor oţeluri feritice şi austenitice utilizate în industria chimică şi petrochimică.**

Se evidenţiază aspectele caracteristice ale sudării oţelurilor bogat aliate, feritice şi austenitice.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 616 – 621

CZ 621 : 338.062.172 : 338.063.42

Stăncioiu, I. : **Eficienţa economică a asimilării de maşini noi în cazul fabricaţiei de serie.**

Se propune metodologia determinării eficacităţii economice a asimilării de maşini noi în comparaţie cu importul.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 621 – 626

CZ 621.793.71 : 338.063.42

Laşcu-Simion, L. şi *Ciobanu, T.* : **Eficacitatea tehnico-economică a metalizării prin pulverizare.**

Se evidenţiază importanţa tehnico-economică a metodei de metalizare prin pulverizare.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 626 – 629

DIN NUMĂRUL VIITOR

OPREAN, A. : Consideraţii cu privire la calculul debitului teoretic al pompelor cu roţi dinţate.

CONSTANTINESCU, I. şi DARABONT, A. : Calculul energetic al perforatoarelor cu distribuţie prin piston.

MILOIU, GH. : Problemele de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M. L. Novikov.

WANYOREK, C. : Primele turboambreiaje echipate cu angrenaje tip M. L. Novikov realizate la uzinele Hidromecanica.

NAN, I. şi SUSAN, R. : Sisteme moderne de antrenare a compresoarelor utilizate la locomotivele Diesel.

BĂLĂNESCU, I. : Un nou stand de încercat şi rodat reductoare.

GRUCA, L. şi SCUTELNICU, C. : Puncte de vedere moderne la proiectarea şi execuţia reductoarelor de turaţie de mare putere.

STĂNCIOIU, I. : Eficienţa economică a asimilării producţiei de serie a unor maşini noi în cazul abandonării fabricaţiei de maşini demodate.

SĂLCUDEAN, M. : Unele consideraţii asupra aplicării sistemelor hidropneumatice la maşini-unelte.

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi Administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion T. Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.
Tiparul : I. P. „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti, c. 4323.

41023

DK 621.515 : 621.43.052

Пимснер, В. и *Попеску, А.*: **Некоторые вопросы определения числа оборотов вращательных машин.**

Описывается специальная установка для определения скорости вращения турбокомпрессоров, применяемых для наддува двигателей внутреннего сгорания.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11, стр. 591–593

DK 621.5

Стаматеску, К. и *Григориу, М.*: **Сопоставление объемного вращательного компрессора с компрессором с линейным движением.**

Проводится сравнительный анализ конструкций объемных компрессоров и компрессоров с поршневыми компрессорами.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11, стр. 594–598

DK 620.178.1

Градин, Г.: **Новый метод расчета твердости материалов**

Предлагается скоростной метод определения твердости металлов, разработанный путем упрощения формулы Бринелля.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11 стр. 599–603

DK 621.791.019 : 620.179. 16

Шербан, В.: **К вопросу оценки величины дефектов при акустической дефектоскопии.**

Уточняется критерий оценки дефектов сварки с помощью наклонных щупов.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11, стр. 603–609

DK 621.43–233.21 : 669.018.24

Сфинцяну, Д.: **Новые методы осаждения антифрикционных покрытий при производстве вкладышей.**

Дается описание современных методов осаждения антифрикционных покрытий при производстве вкладышей, применяемых для двигателей внутреннего сгорания.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11, стр. 609–612

DK 621.43 : 620.197

Леонте, А.: **Методы нанесения защитных покрытий на двигателях внутреннего сгорания.**

Анализируется эффективность новейших методов защиты деталей двигателей внутреннего сгорания против коорроэии.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11 стр. 612–616

DK 621.791.7 : 669.15–194.3 : 66.013.5

Еким, И. Т.: **О сварке ферритовых и аустенитовых сталей, применяемых в нефтяной и нефтехимической промышленности.**

Отмечаются характерные аспекты сварки высоколегированных ферритовых и аустенитовых сталей.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11 стр. 616–621

DK 621 : 338.062.172 : 338.063.42

Станчою, И.: **Экономическая эффективность освоения современных машин при серийном производстве.**

Предлагается методология определения экономической эффективности освоения современных машин по сравнению с импортом.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11, стр. 621–626

DK 621.793.71 : 338.063.42

Лашку-Симион, Л. и *Чобану, Т.*: **Технико-экономическая эффективность металлизации напылением.**

Отмечается технико-экономическое значение метода металлизации напылением.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 11, стр. 626–629

DK 621.515 : 621.43.052

Pimsner, V. und *Popescu, A.*: **Einige Probleme der Bestimmung der Drehgeschwindigkeit bei Rotationsmaschinen.**

Es wird eine Sondervorrichtung für die Bestimmung der Drehgeschwindigkeit der Turbokompressoren beschrieben, die bei hochverdichteten Verbrennungsmotoren verwendet werden.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S. 591–593

DK 621–5

Stamatescu, C. und *Grigoriu, M.*: **Die Stellung des volumischen Umlaufverdichters im Vergleich zum Verdichter mit linearer Bewegung.**

Die Verfasser analysieren verschiedene Typen von volumischen Verdichtern im Vergleich zu Kolbenverdichtern.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S 594–598

DK 620.178.1

Gradin, Gh.: **Ein neues Verfahren zur Berechnung der Materialhärte.**

Es wird ein Schnellverfahren zur Berechnung der Härte durch Vereinfachung der Brinell-Formel vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S. 599–603

DK 621.791.019 : 620.179.16

Şerban, V.: **Beiträge zur Einschätzung des Umfanges der Fehler bei der Schallwellen-Werkstoffprüfung.**

Der Verfasser legt ein Einschätzungskriterium der Schweissfehler fest, die mit Hilfe von geneigten Tastern ermittelt werden.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S. 603–609

DK 621.43–233.21 : 669.018.24

Sfinţeanu, D.: **Neue Verfahren der Aufbringung der Gleitflächen bei der Bau der Lagerschalen.**

Der Aufsatz enthält die Darlegung der modernen Verfahren zum Aufbringung der Gleitfläche bei der Fertigung von Lagerschalen für Verbrennungsmotoren.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S. 609–612

DK 621.43 : 620.197

Leonte, A.: **Verfahren zur Auftragung von Schutzüberzügen auf die Bestandteile der Verbrennungsmotoren.**

Der Verfasser analysiert die Wirksamkeit der modernen Schutzverfahren gegen die Ätzung der Bestandteile der Verbrennungsmotoren.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S. 612–616

DK 621.791.7 : 669.15–194.3 : 66.013.5

Echim, I.T.: **Uber das Schweissen der Ferrit — und Austenitstähle, die in der Chemie — und Erdölindustrie verwendet werden.**

Es werden die charakteristischen Aspekte der starklegierten Ferrit — und Austenitstähle dargelegt.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S. 616–621

DK 621 : 338.062.172 : 338.063.42

Stăncioiu, I.: **Die wirtschaftliche Nutzung der Einführung neuer Maschinen in die Serienfertigung.**

Es wird ein Verfahren zur Bestimmung der wirtschaftlichen Nutzens der Einführung neuer Maschinen in die Serienfertigung im Vergleich zum Import derselben vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 11, S. 621–626

DK 621.793.71 : 338.063.42

Laşcu-Simion, L. und *Ciobanu, T.*: **Technisch-wirtschaftlicher Nutzen des Metallspritzens.**

Im vorliegendem Aufsatz wird die technisch-wirtschaftliche Bedeutung des Metallspritzverfahrens unterstrichen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H.11, S. 626–629

CD 621.515 : 621.43.052

Pimsner, V. et *Popescu, A.* :**Quelques problèmes concernant la détermination de la vitesse de rotation des machines rotatives.**

On présente une installation spéciale pour déterminer le nombre de tours des turbo-compresseurs utilisés pour suralimenter les moteurs à combustion interne.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 591–593

CD 621.5

Stamatescu, C. et *Grigoriu, M.* : **Le compresseur volumique rotatif étudié par rapport au compresseur à mouvement linéaire.**

Les auteurs effectuent une analyse comparative des différents types de compresseurs volumiques et de compresseurs à piston.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 594–598

CD 620.178.1

Gradin, Gh. : **Une nouvelle méthode pour calculer la dureté des matériaux.**

On propose une méthode rapide pour déterminer la dureté, méthode qui est fondée sur la simplification de la formule Brinell.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 599–603

CD 621.791.019 : 620.179.16

Şerban, V. : **Contributions à l'étude de la grandeur des défauts par la défectoscopie à ondes sonores.**

On établit un critère qui sert à apprécier les défauts de soudage à l'aide des palpeurs inclinés.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 603–609

CD 621.43–233.21: 669.018.24

Sfinţeanu, D. : **Méthodes nouvelles pour exécuter le dépôt des couches antifriction durant la construction des coussinets.**

L'auteur présente les méthodes modernes concernant l'exécution du dépôt des couches antifriction durant la fabrication des coussinets destinés aux moteurs à combustion interne.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 609–612

CD 621.43:620.197

Leonte, A. : **Méthodes de revêtement et de protection des pièces qui constituent le moteur à combustion interne.**

On analyse l'efficacité des méthodes modernes de protection contre la corrosion des pièces qui entrent dans la construction du moteur à combustion interne.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 612–616

CD 621.791.7 : 669.15–194.3 : 66.013.5

Echim, I. T. : **Le soudage de certains aciers ferritiques et austénitiques employés dans l'industrie chimique et pétrochimique.**

On montre les aspects caractéristiques du soudage des aciers alliés à haute teneur, ferritiques et austénitiques.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 616–621

CD 621 : 338.062.172 : 338.063.42

Stăncioiu, I. : **L'efficacité économique de l'assimilation en Roumanie des machines nouvelles dans le cas de la fabrication en série.**

On propose une méthode pour déterminer l'efficacité économique de l'assimilation en Roumanie des machines nouvelles par rapport à l'importation de ces machines.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 621–626

CD 621.793.71 : 338.063.42

Laşcu-Simion, L. et *Ciobanu, T.* : **L'efficacité technique et économique de la métallisation par pulvérisation.**

On fait ressortir l'importance technique et économique de la métallisation par pulvérisation.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 11, p. 626–629

DC 621.515 : 621.43.052

Pimsner, V. and *Popescu, A.* : **Some problems concerning the determination of the rotation speed of rotary machines.**

A special equipment for determining the rotation speed of turbocompressors used for supercharging internal-combustion engines is described.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 591–593

DC 621.5

Stamatescu, C. and *Grigoriu, M.* : **The relative position of rotary and piston compressors.**

A comparative analysis of the different types of rotary and piston compressors is given in this paper.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 594–598

DC 620.178.1

Gradin, Gh. : **A new method for calculating the materials hardness.**

The author suggests a rapid method for hardness determinations, resulting from a simplification of Brinell's formula.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 599–603

DC 621.791.019 : 620.179.16

Şerban, V. : **Contributions to the estimation of fault magnitude in the sound-wave fault detection.**

A criterion for estimating the welding faults by means of inclined feelers is suggested.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 603–609

DC 621.43–233.21 : 669.018.24

Sfinţeanu, D. : **New methods of spreading the antifriction films in bearing construction.**

The paper presents some modern methods of spreading the antifriction films on manufacturing the bearings required by internal-combustion engines.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 609–612

DC 621.43 : 620.197

Leonte, A. : **Some coating and protection methods of internal-combustion engine parts.**

The efficiency of some modern methods used for the anticorrosive protection of internal-combustion engine parts is discussed.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 612–616

DC 621.791.7 : 669.15–194.3 : 66.013.5

Echim, I. T. : **Concerning the welding of some ferritic and austenitic steels used in the chemical and petrochemical industry.**

Emphasis is laid upon some characteristic welding aspects of high-alloyed ferritic and austenitic alloys.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 616–621

DC 621 : 338.062.172 : 338.063.42

Stăncioiu, I. : **The economic efficiency of new machine assimilation in the case of serial fabrication.**

A methodology for determining the economic efficiency of new machine assimilation as compared to imports is explained.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 621–626

DC 621.793.71 : 338.063.42

Laşcu-Simion, L. and *Ciobanu, T.* : **The technical and economic effectiveness of metallization by spraying.**

The technical and economic importance of the spraying metallization method is emphasized.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 11, p. 626–629

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI
NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, NOIEMBRIE 1964, Nr. 11

Construcţie – Cercetare – Încercări

CZ 621.515: 621.43 052

Unele probleme ale determinării vitezei de rotaţie a maşinilor rotative

VICTOR PIMSNER şi ALEXANDRU POPESCU

Dezvoltarea impetuoasă a industriei constructoare de maşini din ţara noastră a impus şi în domeniul motoarelor cu ardere internă modernizarea soluţiilor constructive. Aceasta a dus la utilizarea turbocompresoarelor pentru supraalimentarea motoarelor Diesel, constituind una dintre metodele cele mai eficiente de mărire a puterii motorului şi de micşorare a consumului specific de combustibil.

Cum turbocompresorul nu este cuplat cu motorul pe care îl deserveşte, funcţionarea sa la un anumit regim de lucru este condiţionată de egalitatea puterilor turbinei şi compresorului, care sînt dependente direct de parametrii funcţionali şi constructivi ai motorului; de aceea, pentru a se obţine performanţele optime ale motorului supraalimentat, sînt necesare tratarea în ansamblu a celor două instalaţii şi analizarea atentă a condiţiilor de interdependenţă. În acest scop, Institutul de energetică al Academiei R.P.R., în colaborare cu uzina „Hidromecanica"—Braşov, au început din anul 1962 studiul teoretic şi experimental al caracteristicilor compresoarelor centrifuge şi ale turbinelor cu gaze, al influenţei parametrilor funcţionali şi constructivi asupra performanţelor grupului şi al interdependenţei regimurilor de lucru ale grupului turbocompresor şi ale motorului etc.

Studiile întreprinse şi practica acumulată au permis elaborarea metodelor de calcul a căror eroare este cuprinsă între 0,5 şi 3%, datorită ipotezelor simplificatoare utilizate. Aceasta presupune însă că datele experimentale obţinute sînt determinate cu suficientă precizie, pentru ca erorile introduse pe această cale să nu mărească sensibil eroarea relaţiilor de calcul.

Din analiza relaţiilor de calcul al caracteristicilor şi performanţelor maşinilor cu palete — turbină sau compresor — rezultă că parametrul care trebuie determinat cu precizia maximă este turaţia maşinii. Într-adevăr, dacă se ia ca exemplu expresia lucrului mecanic specific al compresorului centrifug cu admisie axială :

$$L_{sp} = \frac{u_2 c_2 u}{g} = \frac{u_2^2}{g}\left(1 + \frac{V \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 u_2}\right), \qquad (1)$$

se observă că acesta depinde de debitul livrat V, de soluţia constructivă a compresorului (β_2, D_2 etc.) şi de pătratul vitezei tangenţiale a rotorului u_2, respectiv de pătratul turaţiei n. Din teoria similitudinii maşinilor rotative rezultă că debitul de fluid variază proporţional cu greutatea specifică a fluidului în amonte şi cu turaţia maşinii, adică :

$$G_{a_1} = \frac{n_1}{n} \cdot \frac{\gamma_{a_1}}{\gamma_a} G_a \,. \qquad (2)$$

Cum puterea compresorului este :

$$P_c \sim G_a L_{sp},$$

rezultă :

$$P_{c_1} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^3 \frac{\gamma_{a_1}}{\gamma_c} P_c \,. \qquad (3)$$

Pe baza acestei relaţii se obţine imediat expresia :

$$\frac{\mathrm{d} P_c}{P_c} = 3\,\frac{d_n}{n}, \qquad (4)$$

care pune în evidenţă faptul că eroarea de 1% în măsurarea turaţiei duce la o eroare de 3% în determinarea puterii compresorului.

Deşi la prima vedere expresia randamentului turbinei :

$$\eta_u = \frac{2u}{c_o}\left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho_t} + \Psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2 + \rho_t(1-\varphi^2) + \left(\frac{u}{c_o}\right)^2 - 2\varphi \cos \alpha_1 \frac{u}{c_0}\sqrt{1-\rho_t}} = -\frac{u}{c_0}\right] \qquad (5)$$

pare o relaţie de forma $\eta_u \sim kn$, se poate demonstra, ţinînd seamă de variaţia cu turaţia a celorlalţi parametri, că relaţia este de forma $\eta_u \sim kn^\alpha$, unde $\alpha = 1{,}8 \div 2{,}4$, în funcţie de soluţia constructivă aleasă pentru maşina rotativă respectivă.

Din această cauză, precizia măsurării turaţiei trebuie să fie cu mult mai mare în cazul maşinilor rotative decît în cazul motoarelor cu piston. În acest scop, în funcţie de precizia necesară determinării caracteristicilor motoarelor Diesel şi a grupurilor de supraalimentare, s-au stabilit preciziile cu care trebuie să se determine principalii parametri în timpul încercărilor de serie şi de cercetare [1]. Valorile calculate sînt centralizate în tabela 1.

Tabela 1

Denumirea mărimii măsurate	Precizia măsurărilor, %			
	motoare cu piston		maşini cu palete	
	încercări de serie	încercări de cercetare	încercări de serie	încercări de cercetare
Cuplul motorului	±1,0	±0,5	±1,0	±0,5
Debitul de aer	±2,0	±1,0	±2,0	±1,0
Temperatura de intrare a aerului	±3,0	±2,0	±2,0	±1,0
Temperatura gazelor la ieşirea din motor	±3,0	±2,0	±2,0	±1,0
Presiunea barometrică	±0,3	±0,2	±0,3	±0,2
Turaţia	±0,5	±0,3	±0,2	±0,1

Din examinarea acestor date rezultă că măsurarea vitezei de rotaţie reprezintă în acest caz o problemă delicată.

Este evident că turometrele mecanice nu pot fi folosite, deoarece au o precizie de ordinul 1—1,5%, nu oferă posibilitatea măsurării vitezelor mari de rotaţie şi necesită o legătură mecanică cu piesele în mişcare, legătură care nu este totdeauna posibilă [2], [3], [4].

În aceeaşi situaţie se găsesc turometrele electrice, care necesită antrenarea unui generator-traductor.

Rezultate mai bune se pot obţine cu stroboscopul mecanic (acţionat de un motor electric sincron) sau cu stroboscopul electronic sincronizat cu frecvenţa reţelei de curent alternativ. În acest caz exactitatea măsurărilor este determinată de stabilitatea frecvenţei reţelei de alimentare şi este, în general, mai bună de 1%, [2], [5].

Alimentarea stroboscopului de la un generator special, cu mare stabilitate a frecvenţei, ar permite măsurarea cu precizie suficientă, însă această soluţie nu înlătură şi dificultăţile de manipulare inerente utilizării stroboscopului. În plus, există pericolul măsurării la schimbarea regimului de lucru a unei turaţii false, corespunzătoare unei armonici.

Din aceste motive, cercetările au fost orientate spre un turometru a cărui funcţionare se bazează pe numărarea rotaţiilor într-un timp determinat. Schema-bloc a aparatului realizat în Institutul de energetică este prezentată în figura 1.

Traductorul *1*, inductiv, optic sau cu radiaţii nucleare, permite obţinerea unor impulsuri electrice determinate de rotaţia axului maşinii rotative. Aceste impulsuri sînt amplificate şi limitate în amplificatorul electronic limitator *2*, astfel că la intrarea circuitului de formare a impulsurilor *3* se aplică un semnal dreptunghiular. La ieşirea acestui circuit se obţine, pentru fiecare rotaţie a arborelui compresorului, un impuls de scurtă durată, care comandă numărătorul electronic *6* şi circuitul electronic de standardizare a impulsurilor *4*. Impulsurile cu amplitudine şi durată constantă, de la ieşirea circuitului electronic de standardizare, sînt introduse în integratorul *5*. Curentul mediu rezultat în acest circuit, proporţional cu frecvenţa medie a impulsurilor, este citit cu ajutorul instrumentului indicator *8*. Acest curent reprezintă tocmai viteza medie de rotaţie pe o perioadă determinată de constanta de timp a circuitului integrator. Valoarea acestei constante de timp se poate regla uşor, de la cîteva zecimi de secundă, la cîteva zeci de minute. Precizia citirilor efectuate de acest instrument este cuprinsă între 2 şi 5%. Aceste citiri nu servesc pentru măsurarea propriu-zisă a vitezelor de rotaţie, ci pentru urmărirea (eventual înregistrarea) evoluţiei procesului studiat, evoluţie reflectată prin viteza de rotaţie.

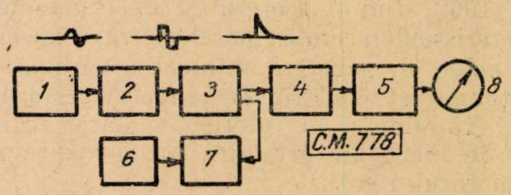


Fig. 1.

Măsurarea exactă a vitezei de rotaţie se face cu ajutorul numărătorului electronic *6*. Acest numărător poate funcţiona (număra) în decursul unui interval de timp foarte precis, determinat de circuitul de comandă *7*. După ce s-a dat comanda de pornire a numărătorului, acesta înregistrează toate impulsurile aplicate la intrarea sa pînă în momentul comenzii de oprire. Viteza de rotaţie rezultă din raportul N/t, în care N este numărul de impulsuri înregistrat (citit pe sistemul de afişaj al numărătorului), iar t timpul de funcţionare a numărătorului.

Instalaţia folosită permite alegerea timpului de măsurare cu o precizie de ordinul 0,02 s în limite foarte largi. De obicei, timpul de măsurare se alege de un minut; în acest caz numărul de rotaţii citit reprezintă chiar viteza de rotaţie, eroarea relativă de măsurare fiind:

$$\Sigma_r = \frac{0{,}02.100}{60} = 0{,}033\,\% . \qquad (6)$$

Realizarea traductorului prezintă cîteva dificultăţi, deoarece acesta nu trebuie să influenţeze funcţionarea aparatelor asupra cărora se efectuează măsurarea.

Pentru experienţele efectuate pînă acum cu un turbocompresor s-a folosit un traductor inductiv, deoarece a fost posibilă realizarea unei proeminenţe de oţel (echilibrată dinamic) pe piuliţa principală de strîngere a rotorului.

Dacă nu există posibilitatea de fixare a unor piese suplimentare necesare traductoarelor inductive sau capacitive — ca, de exemplu, în cazul grupurilor de supraalimentare mici, avînd turaţia de 30 000—80 000 rot/min—se poate folosi un traductor fotoelectric, cum este cel prezentat în figura 2 (*1* — sursa de lumină; *2* — dispozitiv optic pentru focalizare; *3* — rotor; *4* — dispozitiv fotoelectric; *5* — amplificator electronic). În acest caz este suficient să se vopsească faţa rotorului negru-mat, cu excepţia unei zone înguste. La fiecare rotaţie se va obţine o iluminare a dispozitivului fotoelectric, respectiv un impuls electric în circuitul său de sarcină. Aceste impulsuri sînt înregistrate de instalaţia de numărare aşa cum s-a arătat.

Instalaţia, la prima vedere foarte complexă, poate fi realizată relativ simplu, deoarece blocurile *4—8* din figura 1 sînt componente standardizate ale numărătoarelor electronice folosite pentru măsurarea radiaţiilolr nucleare. Ca urmare, în afara traductorului, mai trebuie rezolvată problema amplificării semnalului şi a formării impulsurilor. Aceste operaţii pot fi îndeplinite cu succes de circuitul electronic prezentat în figura 3.

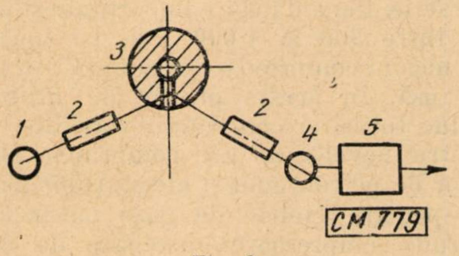


Fig. 2.

Semnalul de la traductor este limitat de dioda T_1, amplificat de tubul T_2, limitat din nou de dioda T_3 şi apoi amplificat de tubul T_4. Forma variaţiilor de tensiune pe rezistenţa de sarcină a tubului T_4 este, practic, dreptunghiulară, dacă amplitudinea semnalului generat de traductor este mai mare de 2—3 V.

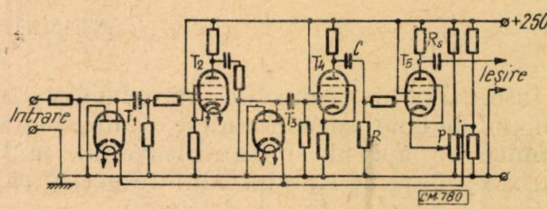


Fig. 3.

Acest semnal dreptunghiular este aplicat circuitului de diferenţiere CR. Pe rezistenţa R se obţin impulsuri de durată foarte mică.

Prin tubul T_5 nu trece curent în lipsa impulsurilor, deoarece negativarea sa (reglată cu potenţiometrul P) este mai mare decît valoarea de tăiere. Din această cauză curentul va circula prin tubul T_5 numai în intervalul de timp în care la intrarea sa se aplică impulsul pozitiv. Pe rezistenţa R_s din circuitul anodic al tubului T_5 se obţine astfel un impuls negativ la fiecare rotaţie a arborelui compresorului.

Instalaţia de măsurare prezentată nu este influenţată de variaţiile de frecvenţă ale reţelei de alimentare. Eroarea de măsurare este determinată exclusiv de precizia citirii timpului pe cronometrul mecanic.

Acest lucru se realizează numai dacă sînt înlăturate cauzele perturbatoare care pot influenţa rezultatele. Aceste perturbaţii sînt determinate de sursele de paraziţi (motoare electrice cu colector, relee, contactoare etc.), care se găsesc în vecinătatea instalaţiei de măsurare a vitezei de rotaţie. Eliminarea lor este posibilă dacă se ecranează cu grijă traductorul şi conductorul de legătură cu instalaţia de măsurare.

Dacă distanţa dintre traductor şi instalaţia de măsurare este mai mare de 5 m, pe cablul de legătură pot să apară oscilaţii suplimentare la fiecare impuls generat de traductor. Aceste oscilaţii pot fi înregistrate ca rotaţii ale compresorului, rezultatul astfel obţinut fiind complet eronat. Înlăturarea oscilaţiilor suplimentare se face prin încărcarea corespunzătoare a cablului de legătură, pentru aceasta fiind suficientă conectarea unei rezistenţe apropiate de valoarea rezistenţei critice (50—500 Ω) la capătul de ieşire a cablului. Verificarea bunei funcţionări a sistemului traductor-cablu se poate face în modul cel mai simplu prin conectarea unui osciloscop catodic între bornele de intrare a schemei din figura 3.

---

[1] *Pimsner, V.* Instalaţie experimentală pentru studiul maşinilor rotative. În: Studii şi cercetări de energetică, nr. 2, 1964. [2] The instrument manual. United Trade Press, LTD, 1949. [3] A.T.M., nr. 308, sept. 1961, pag. 209—210. [4] Tehnica măsurării, vol. **2**, nr. 2, febr. 1962, pag. 119—124. [5] Analytical chemie **20**, nr. 6, iunie 1948, pag. 555—557.

CZ 621.5

Poziția compresorului volumic rotativ în raport cu compresorul cu piston cu mișcare liniară

C. STAMATESCU și M. GRIGORIU

In intervalul de timp de aproximativ 100 de ani de cînd se construiesc compresoarele volumice au apărut și s-au dezvoltat multe tipuri. S-a dovedit în intervalul respectiv că o limitare a acestor tipuri de mașini, care să corespundă multiplelor domenii de folosire, ar fi foarte dificilă. Creșterea importantă a necesităților de aer, gaze sau vapori comprimați în aproape toate ramurile industriale, în special în ultimul timp, și condițiile din ce în ce mai grele impuse acestor medii la locul de utilizare sînt cauzele principale ale apariției marii varietăți constructive a mașinilor compresoare.

Pentru a sintetiza tendințele actuale în construcția acestor mașini este necesară examinarea separată a celor două categorii de compresoare volumice: cu piston cu mișcare liniară (denumite în continuare „cu piston") și rotative.

Evoluția compresoarelor cu piston se află sub influența mai multor factori: în primul rînd puterea optimă și randamentul maxim pe unitate la debitele și presiunile cerute în diferite procese tehnologice moderne și, în al doilea rînd, condițiile de funcționare liniștită fără oscilații, fără trepidații și fără zgomot, apoi reducerea necesității de spațiu, condiția purității gazului sau vaporilor (fără urme de ulei) și simplitatea instalației și a exploatării.

Pentru instalațiile de aer comprimat de puteri mici domină soluția compresoarelor răcite cu aer, cu cilindrii în V sau W. La acest tip de construcție se urmăresc în prezent ameliorări, în special pentru realizarea unei funcționări cît mai liniștite și obținerea unui randament cît mai ridicat. Prin raționalizarea fabricației de serie, aceste mașini au devenit azi, în țările industriale dezvoltate, produse ieftine cu o greutate specifică redusă, atît pentru instalațiile fixe, cît și pentru cele mobile. Construcția cu cilindrii în V și W s-a adoptat în mare măsură și pentru unitățile mari, deoarece oferă avantajul unui spațiu redus.

Ca utilaj de construcții, compresoare transportabile pentru construcții rutiere, s-a adoptat soluția în două trepte monobloc, la care compresorul de aer constituie o parte a motorului Diesel. La această construcție s-au eliminat arborele cotit și biela compresorului, cum și supapele motorului. Compresoarele de acest tip sînt de mai multe mărimi, pentru debite între 2 și 13,5 m^3/min. În raport cu celelalte agregate, compresorul monobloc prezintă o valoare minimă a indicelui putere/debit.

Compresorul monobloc este asemănător funcțional agregatului denumit compresor cu pistoane libere, a cărui construcție, ca generator de gaze, folosit în special pentru turbina cu gaze, s-a dezvoltat în multe state.

Compresorul cu pistoane libere funcționează într-o singură treaptă, ocupă spațiu redus și prezintă o greutate specifică redusă. Primul compresor de acest tip, avînd cursa pistonului redusă, a fost construit în U.R.S.S. În prezent, agregatele pentru funcționarea turbinei cu gaze sînt de un singur tip, de 1 000 CP, ele se grupează în paralel și se folosesc pentru turbine cu gaze de puteri pînă la 10 000 CP. În prezent se află în curs de experimentare un al doilea tip de 2 500 CP. În afară de acestea s-a construit și un agregat de putere redusă pentru instalații de condiționare, vertical, lucrînd cu 1 500 curse/min; partea superioară a pistonului diferențial acționează în cilindrul motorului Diesel, iar partea inferioară, în cilindrul compresorului.

În unele puncte de utilizare se cere aer curat și uscat, de exemplu, în medicină și în instalațiile automate de reglaj. Ca urmare, s-au realizat răcitoare intermediare și separatoare bine studiate și s-a construit compresorul cu pistoane fără segmenți, etanșarea realizîndu-se prin labirinturi. Pentru debite mici se realizează condiții similare cu ajutorul compresoarelor denumite oscilante, antrenate prin bobine de inducție, acționînd direct tija pistonului de comprimare; frecvența curentului rețelei determină numărul de curse pe minut al pistonului de comprimare.

Compresoarele necesare în industria chimică sînt, din cauza diversității condițiilor de exploatare, specifice, neputîndu-se introduce fabricația de serie. Pentru debite importante și presiuni mari, între 300 și 1 000 ata, se construiesc uzual mașini compresoare orizontale; în ultimul timp însă, în aceste puncte de utilizare se introduc totuși și construcții verticale.

Pentru nevoile de aer comprimat ale rafinăriilor de petrol, cum și ale stațiilor de distribuție pentru rețelele de gaze naturale, s-au construit compresoare antrenate de motoare cu combustibil gazos. Arborele motor al unui astfel de agregat este unic; motorul are cilindrii dispuși în V, iar construcția compresorului pe același arbore rezultă prin decalarea manivelelor respective cu 90°.

S-au creat, pentru necesitățile de debit variabil din rețelele de transport ale gazelor naturale, multe construcţii prezentînd diferite particularităţi.

În industria chimică găseşte o largă aplicaţie compresorul cu membrană, în care spaţiul de comprimare este complet izolat de organele prin care se face schimbul de lucru mecanic cu exteriorul, pentru realizarea procesului. În prezent sînt realizate asemenea unităţi pentru debite de 25 pînă la 100 m^3/h, la presiuni pînă la 1 000 ata.

Examinîndu-se compresoarele pentru instalaţii frigorifice se observă că soluţia grupurilor motor-compresor complet capsulate, aplicată la compresoare de vapori de debite mici, se extinde în ultimul timp la unităţi atingînd pînă la 7,5 CP.

Printr-o suspendare bine studiată a motorului în carcasă, prin prelucrarea fină a suprafeţelor de alunecare, prin realizarea construcţiei cu jocuri mici şi printr-o bună răcire, s-au obţinut rezultate bune în ceea ce priveşte randamentul şi funcţionarea liniştită.

Pentru instalaţii frigorifice mari, compresorul cu piston răcit cu apă tinde să ia locul compresorului în V, răcit cu aer. Randamentul unui asemenea compresor depinde în mare măsură de aşezarea şi construcţia supapelor. S-a stabilit experimental că uzura inelelor supapelor este mult micşorată la funcţionarea uscată a compresorului, ceea ce interesează în special supapa de aspiraţie. În acest caz se remarcă importanţa compresorului cu piston cu labirinturi de etanşare în loc de segmenţi; agentul frigorific fără urme de ulei nu influenţează condiţiile schimbului de căldură în aparatele instalaţiei.

Categoria compresoarelor volumice rotative este reprezentată printr-o importantă variantă apărută, în special, în ultimul timp. Deşi în anumite condiţii practice aceste compresoare prezintă superioritate din punctul de vedere al randamentului procesului, ceea ce se demonstrează în cele ce urmează, totuşi, utilizarea lor este mai restrînsă, întrucît construcţia şi fabricaţia sînt mai pretenţioase.

Avantajele compresorului volumic rotativ, în raport cu compresorul cu piston, în afară de calitatea procesului de comprimare, se pot sintetiza astfel:

— construcţia este mai simplă deoarece lipsesc supapele (la unele construcţii există numai supape de refulare) şi mecanismul bielă-manivelă; lipsa supapelor determină reducerea cheltuielilor de întreţinere, iar absenţa mecanismului bielă-manivelă micşorează forţele perturbatoare rezultînd fundaţii mai mici;

— datorită lipsei forţelor perturbatoare, aceste maşini au posibilitatea de a funcţiona cu turaţie mare, fapt ce determină unităţi de dimensiuni mici şi greutate redusă chiar şi la debite mari, deci investiţii mai mici; în plus, turaţia mare face posibilă cuplarea directă cu electromotorul;

— datorită dimensiunilor mai mici şi greutăţii reduse, spaţiul necesar pentru amplasare este mai redus, rezultînd clădiri şi fundaţii mai mici;

— în concluzie, aceste maşini au debit uniform şi sînt, în general, mai sigure în funcţionare.

Compresoarele volumice rotative se pot grupa astfel: compresoare rotative cu un singur rotor şi compresoare rotative cu mai multe rotoare. Compresoarele rotative cu un singur rotor, funcţionînd cu lamele culisante în rotor, cu lamele ghidate şi cu lamelă culisantă în stator, reprezintă tipuri constructive uzuale, folosite atît la comprimarea aerului şi gazelor, cît mai ales la comprimarea vaporilor. Dintre acestea, compresoarele cu lamelă culisantă în stator înlocuiesc compresoarele cu piston în instalaţiile frigorifice moderne, cu rezultate foarte bune, chiar la debite mari.

Unele compresoare de acest tip, folosite pentru comprimarea gazelor, sînt prevăzute cu răcire interioară, cu ajutorul unei pînze de ulei realizată prin injectare, ceea ce are ca rezultat îmbunătăţirea considerabilă a procesului şi dă posibilitatea realizării de raporturi de comprimare mari în treapta de comprimare.

În tehnica vidului şi în industria chimică este folosit pe scară mare compresorul cu inel de lichid pentru obţinerea vidului avansat şi pentru deplasarea unor gaze dificil de manevrat. Cu un compresor cu inel de apă, în legătură cu două compresoare Roots, s-a obţinut vid pînă la 10^{-2} mm col.Hg. În două trepte de comprimare s-a obţinut, cu ajutorul compresorului cu inel de apă, pînă la 6,5 ata presiune de refulare, faţă de presiunea de aspiraţie de circa 1 ata. Deşi o astfel de instalaţie funcţionează cu un randament foarte scăzut, este de neînlocuit în multe procese din industria chimică.

O dată cu încercările de realizare a motorului cu piston rotativ în formă trohoidă, care au avut loc în deceniul trecut, s-a conceput, sub formă de patente deocamdată, şi compresorul cu piston rotativ trohoid. Se preconizează astfel de compresoare, în special pentru debite mijlocii (10—30 m^3/min).

Pentru supraalimentarea motoarelor Diesel s-a construit în anul 1960 un compresor cu rotor inelar şi sertare de distribuţie, cu un singur arbore de construcţie ieftină, care poate înlocui compresorul Roots folosit în prezent pentru supraalimentare, şi care duce la un preţ de cost de fabricaţie mai ridicat.

În statorul acestui compresor este separat, printr-un perete în formă de seceră, spaţiul de aspiraţie de cel de refulare. Rotorul inelar conţine în lungul său mai multe sertare de distribuţie de profil special în formă de aripă (compresorul este denumit şi cu aripi rotitoare), care au mişcări de rotaţie în jurul axelor lor şi care realizează distribuţia. S-au realizat asemenea compresoare care funcţionează la turaţie de 4 000 rot/min, pentru un raport de comprimare a aerului de supraalimentare de 1,25; asemenea compresoare au un randament adiabatic la arbore de 60%. Compresorul lucrează uscat. El poate fi construit şi se construieşte şi cu ungere, în care caz randamentul total la arbore depăşeşte randamentul compresorului cu piston, deşi maşina funcţionează cu sertare de distribuţie.

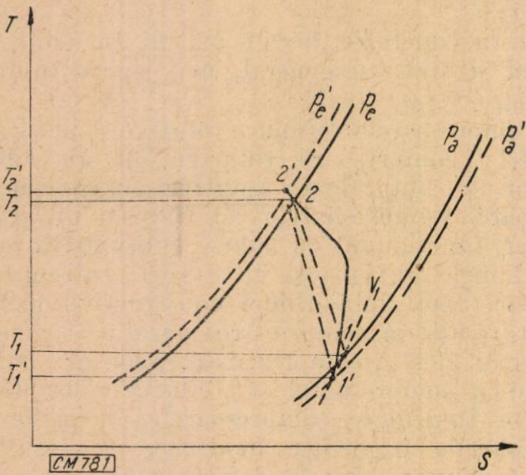


Fig. 1.

În anul 1960 s-a prezentat la o expoziţie internaţională de maşini compresorul cu piston rotativ, cu lamelă dublă în rotor funcţionînd cu supape şi răcit cu aer. S-a construit pentru aer, pentru raportul de comprimare pînă la 10. Randamentul total al acestui compresor este însă relativ redus; de asemenea, nu prezintă simplitate constructivă.

Dintre compresoarele rotative cu mai multe rotoare trebuie menţionat în primul rînd compresorul cunoscut sub denumirea de suflantă Roots simplă.

În prezent, acest compresor, care se poate denumi mai general compresor cu rotoare profilate, are o utilizare foarte largă în industria chimică, pentru supraalimentarea motoarelor Diesel şi în reactoare termonucleare, pentru deplasarea gazelor la presiuni statice mari. În construcţia compresorului Roots folosit în prezent în industria chimică, pentru transportul clorului sub formă de gaz uscat, s-a părăsit procedeul de etanşare a arborilor motori cu ajutorul unor cutii de etanşare funcţionînd cu acid sulfuric. Se folosesc în schimb garnituri inelare din carbon grafitat, sticlă şi teflon. Căldura acumulată de inele prin frecare se evacuează cu ajutorul unui curent continuu de aer uscat. Compresorul Roots de supraalimentare are un dispozitiv pneumatic pentru reglarea debitului la turaţie superioară celei de regim a motorului respectiv. Compresoarele Roots folosite pentru deplasarea gazelor cu proprietăţi radioactive din instalaţiile reactoarelor termonucleare au organele de etanşare studiate în mod special.

În ultimul timp s-au dezvoltat fabricaţia şi utilizarea compresoarelor rotative elicoidale cu debite între 150 şi 20 000 m³/h.

Avantajele principale ale acestor maşini constau, în afara condiţiilor de desfăşurare corespunzătoare a procesului termodinamic, în lipsa uleiului de ungere şi în gabaritul foarte redus.

Prin cele precizate mai sus s-a urmărit a se scoate în evidenţă importanţa compresoarelor volumice rotative pentru toate domeniile de utilizare a aerului, gazelor şi vaporilor comprimaţi. Din aspectele analizate rezultă, în special, motivele constructive şi de exploatare care au determinat tendinţele constructive actuale.

În continuare se arată în cadrul unei analize succinte fundamentarea teoretică a celor afirmate anterior privind calitatea superioară a procesului termodinamic din compresorul volumic rotativ pentru gaze şi aer, funcţionînd fără supape sau numai cu supape de refulare, în raport cu compresorul cu piston.

Calitatea procesului termodinamic din compresorul volumic se poate examina teoretic cu ajutorul raportului:

$$\eta = \frac{N_{ideal}}{N_{real}} . \tag{1}$$

Considerînd N_{ideal} puterea necesară într-un proces de comprimare izotermică, iar N_{real} puterea necesară în procesul de comprimare politropică între aceleaşi limite de presiune p_l şi p_a, notînd cu π raportul de comprimare p_l/p_a, şi neglijînd faza de expansiune a gazului în diagrama compresorului rezultă un randament avînd expresia:

$$\eta = \frac{N_{iz}}{N_{pol}} = \frac{l_n \pi}{\frac{m}{m-1}\left[\pi^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]} . \tag{2}$$

În cazul compresorului volumic cu piston şi supape, procesul real are loc în interiorul cilindrului de comprimare între presiunile p_a' şi p_l' (fig. 1), din cauza rezistenţelor locale în supapele de aspiraţie şi de refulare. Presiunile p_a şi p_l reprezintă valorile nominale medii în amontele supapei de aspiraţie, respectiv în avalul supapei de refulare.

Considerînd aceleaşi condiţii de încălzire a gazului în faza de aspiraţie (datorite pe de o parte energiei interne a gazului expandat în spaţiul mort, iar pe de altă parte schimbului de căldură pereţi-gaz în cursa de aspiraţie), atît în procesul ideal de comprimare considerat—procesul izotermic, cît şi în procesul real politropic, influenţa laminării gazului în supapa de aspirație nu este sensibilă în ce privește temperatura gazului, deci se poate considera $T_1 \cong T'_1$. Această condiție este valabilă numai pentru gaze. În cazul vaporilor în starea de sub curba de saturație sau în imediata ei apropiere, cele două temperaturi T_1 și T'_1 nu mai pot fi considerate egale, laminarea vaporilor în supapa de aspirație schimbînd sensibil temperatura lor.

Introducînd pierderile de presiune δ_{p_a} și δ_{p_l} definite prin relațiile:

$$\delta_{p_a} = \frac{p_a - p'_a}{p_a} \quad \text{și} \quad \delta_{p_l} = \frac{p'_l - p_l}{p_l}, \tag{3}$$

coeficienții de pierdere de presiune σ_a, σ_l și σ definiți prin relațiile:

$$\left.\begin{aligned} p'_a &= (1 - \delta_{p_a})\, p_a = \sigma_a\, p_a \\ p'_l &= (1 + \delta_{p_l})\, p_l = \sigma_l\, p_l \\ \sigma &= \sigma_l / \sigma_a, \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

și coeficientul de corecție al randamentului definit prin relația:

$$\xi = \frac{\pi^\varepsilon - 1}{\pi'^\varepsilon - 1} = \frac{\pi^\varepsilon - 1}{(\sigma\pi)^\varepsilon - 1}, \tag{5}$$

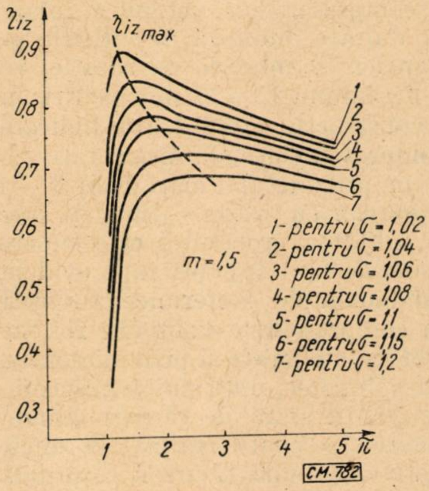


Fig. 2.

expresia randamentului izotermic devine:

$$\eta_{iz} = \frac{l_n\, \pi}{\dfrac{1}{\varepsilon}\,[\pi^\varepsilon - 1]} \cdot \frac{\pi^\varepsilon - 1}{[(\sigma\pi)^\varepsilon - 1]} = \eta\xi. \tag{6}$$

În relația (6), $\sigma = \dfrac{\sigma_l}{\sigma_a}$ caracterizează mărimea pierderilor de presiune la scurgerea gazului prin supape. Valorile mici corespund compresorului fără supape, adică compresorului volumic rotativ; valorile mari corespund compresorului cu piston, cu supape. $\Sigma = \dfrac{m-1}{m}$ caracterizează procesul politropic și gazul.

S-a reprezentat grafic funcțiunea exprimată de relația (6), $\eta_{iz} = \mathrm{f}(\pi)$, pentru valorile uzuale ale parametrilor σ și m: σ între 1,02 și 1,2, iar m între 1,5 și 1,2 (fig. 2,3,4 și 5). Curbele trasate determină o întreagă serie de concluzii. Pentru valori σ mai mici decît 1,1 randamentele izotermice maxime corespund raporturilor de comprimare cuprinse între 3 și 1,5.

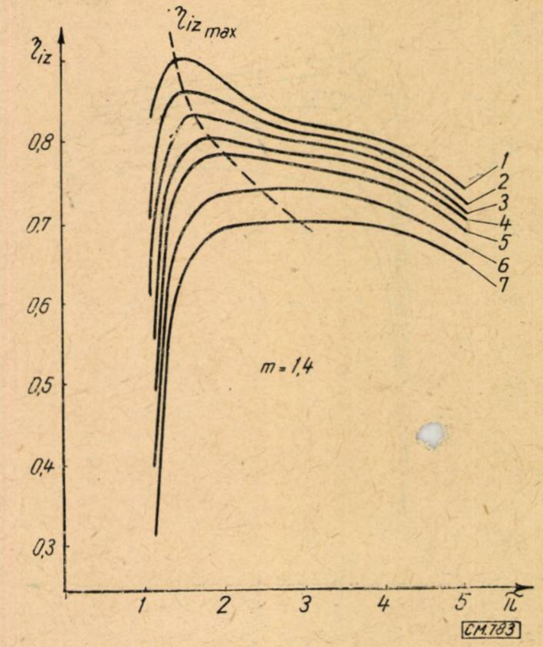


Fig. 3.

Deci compresoarele volumice rotative — la care σ se apropie de unitate — au randamente izotermice maxime la valori reduse ale raportului de comprimare; în cazurile uzuale — procese de comprimare și gaze caracterizate prin exponenți politropici mai mari decît 3 — cele mai avantajoase raporturi de comprimare sînt cuprinse între 1,5 și 2 (fig. 2 și 3).

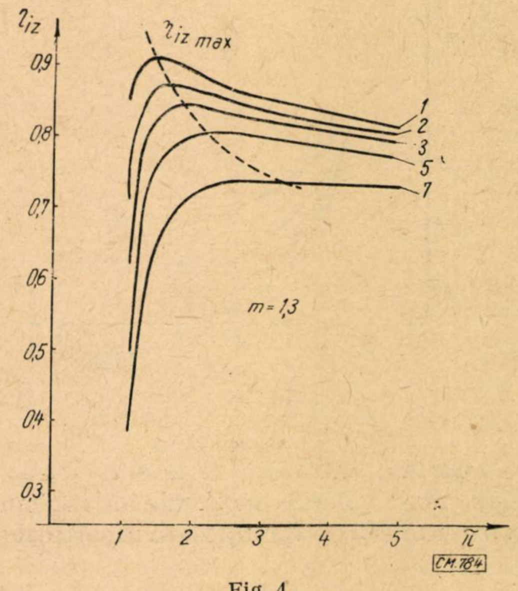


Fig. 4.

Pentru valori σ mai mari decît 1,1, randamentele izotermice maxime corespund raporturilor de comprimare în jurul valorii 3 sau mai mari. Asemenea condiţii sînt specifice compresoarelor volumice cu piston, la care, în cazurile uzuale, procesele de comprimare şi gazele sînt caracterizate prin exponenţi politropici cuprinşi între 1,3 şi 1,5 (fig. 2, 3 şi 4).

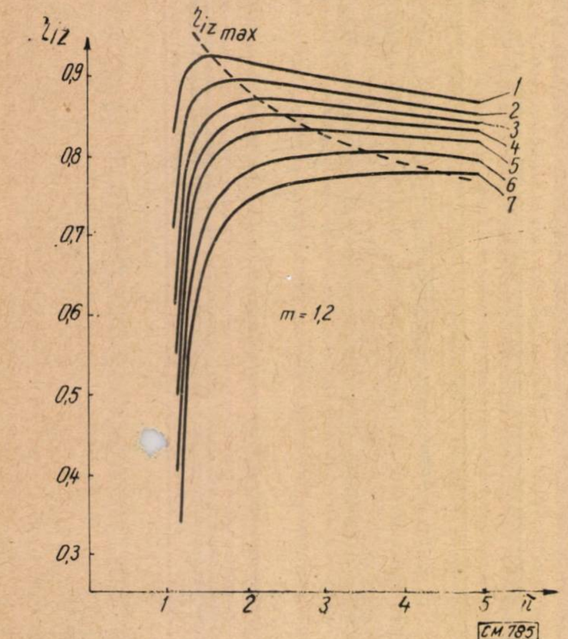


Fig. 5.

Valorile maxime ale randamentelor izotermice corespunzătoare raporturilor de comprimare cuprinse între 1,5 şi 2 sînt mari; ele depăşesc mult valorile maximale ale randamentelor izotermice corespunzătoare raporturilor de comprimare mai mari decît 2, atingînd în unele cazuri cifre superioare lui 0,9 (fig. 4 şi 5).

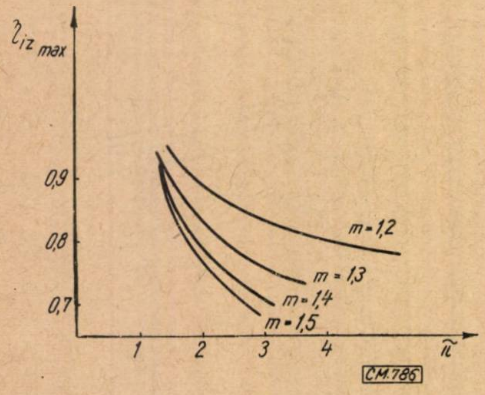


Fig. 6.

Pentru a se scoate în evidenţă importanţa şi variaţia valorilor maximale ale randamentelor izotermice s-au trasat, pe baza familiilor de curbe din figurile 2,3,4,5,6, curbele de variaţie a acestor mărimi în funcţie de raportul de comprimare, considerîndu-se *m* ca parametru între 1,2 şi 1,5 (fig. 6).

Şi din acest grafic se observă că, pentru raporturi de comprimare pînă la 5, uzuale la compresoarele cu piston pentru gaze într-o singură treaptă, randamentele izotermice maxime ale proceselor care au loc în compresoarele volumice rotative sînt sensibil superioare celor corespunzătoare proceselor din compresoarele cu piston.

În concluzie, din materialul prezentat se desprind următoarele aspecte importante: folosirea compresoarelor volumice rotative pentru aer şi gaze, funcţionînd fără supape sau numai cu supape de refulare, se impune pentru raporturi de comprimare mai mici decît 3, şi anume între 3 şi 1,5, din cauza calităţii superioare a procesului termodinamic calificat cu ajutorul randamentului izotermic definit anterior; construcţia compresoarelor volumice rotative este însă, pe unitate, limitată de vitezele periferice ale organelor în mişcare de rotaţie, recomandate la maximum 15—20 m/s pentru materialele de construcţie uzuale; este indicată extinderea compresoarelor volumice rotative la raporturi de comprimare mai mari decît 3 — în locul compresoarelor cu piston — întrucît şi în aceste condiţii calitatea procesului este superioară în compresoarele fără supape, fapt evidenţiat tot prin randamentele izotermice respective; în plus, în compresoarele volumice rotative, procesele pot fi ameliorate şi prin micşorarea exponentului politropic, mulţumită intensificării răcirii; astfel, în afară de răcirea cilindrului de comprimare, se poate realiza, la unele tipuri constructive, o bună răcire a rotorului, iar la altele, răcirea gazului în timpul procesului, prin injectarea de apă sau de ulei, chiar în masa de gaz, în interiorul cilindrului de comprimare.

Concluziile precizate dovedesc necesitatea introducerii fabricaţiei, extinderii şi utilizării compresoarelor volumice rotative.

---

[1] *Strahovici, M. I., Frenkel, U.K., Kondriakov, I.* şi *Ris B. F.*, Kompresornîe maşinî, Moscova, 1961. [2] *Semiduberskii, C. M.* Nasosî, compressorî, ventilatorî. Moscova, 1961. [3] *Elin, V. I., Soldatov, K. N.* şi *Sokolovskii, S. M.* Nasosî i compressorî, Moscova, 1960. [4] Revistele VDI, 1960.

Leforditva
7101 99/65

CZ 620.178.1

O nouă metodă pentru calculul durităţii materialelor

GHEORGHE GRADIN

In cele ce urmează se propune transformarea formulei Brinell într-o expresie simplă şi raţională. Transformarea este necesară nu numai din consideraţii matematice, dar mai ales datorită greutăţilor întîmpinate în practica tehnologică.

După cum este cunoscut, formula durităţii Brinell este:

$$HB = \frac{2P}{\pi D\left(D - \sqrt{D^2 - d^2}\right)}\ \text{kgf/mm}^2. \qquad (1)$$

Transformarea formulei se poate realiza matematic în funcţie de figura 1:

$$\frac{d}{2} = \frac{D}{2}\sin\frac{\varphi}{2}; \quad d = D\sin\frac{\varphi}{2}\cdot$$

1.a

Înlocuind în formula (1) se obţine:

$$HB = \frac{2P}{\pi D\left(D - \sqrt{D^2 - D^2\sin^2\frac{\varphi}{2}}\right)};$$

1.b

$$HB = \frac{P}{D^2}\cdot\frac{2}{\pi\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2\frac{\varphi}{2}}\right)}\cdot \qquad (2)$$

Deoarece $1 - \sin^2\frac{\varphi}{2} = \cos^2\frac{\varphi}{2}$, formula (2) devine:

$$HB = \frac{P}{\pi D^2}\cdot\frac{2}{1 - \cos\frac{\varphi}{2}} =$$

2.a

$$= \frac{P}{\pi\left(\dfrac{d}{\sin\frac{\varphi}{2}}\right)^2}\cdot\frac{2}{1 - \cos\frac{\varphi}{2}}, \text{ sau:}$$

$$HB = \frac{2P\sin^2\frac{\varphi}{2}}{\pi d^2\left(1 - \cos\frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{2P\left(1 - \cos^2\frac{\varphi}{2}\right)}{\pi d^2\left(1 - \cos\frac{\varphi}{2}\right)} =$$

$$= \frac{2P\left(1 - \cos\frac{\varphi}{2}\right)\left(1 + \cos\frac{\varphi}{2}\right)}{\pi d^2\left(1 - \cos\frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{2P\left(1 + \cos\frac{\varphi}{2}\right)}{\pi d^2}. \qquad (3)$$

Considerînd $2\cos^2\alpha = 1 + \cos 2$ şi $\alpha = \frac{\varphi}{4}$, se obţine:

$$2\cos^2\frac{\varphi}{4} = 1 + \cos 2\frac{\varphi}{4} = 1 + \cos\frac{\varphi}{2}\cdot \qquad (4)$$

Introducînd relaţia (4), expresia (3) devine:

$$HB = \frac{2P\left(1 + \cos\frac{\varphi}{2}\right)}{\pi d^2} = \frac{2P\,2\cos^2\frac{\varphi}{4}}{\pi d^2} =$$

$$= \frac{4P\cos^2\frac{\varphi}{4}}{\pi d^2} = \frac{P}{\dfrac{\pi d^2}{4}}\cos^2\frac{\varphi}{4}\cdot \qquad (5)$$

Pentru P = const. duritatea este funcţie de φ şi d. Spre a se evidenţia modul în care cifra de duritate depinde de φ şi d s-au dat diferite valori lui d şi s-a determinat valoarea termenului $\cos^2\frac{\varphi}{4}$. Din datele obţinute a reieşit că pentru valori ale lui d variind între 2,89 şi 6,00 mm, domeniul durităţilor Brinell mari, termenul $\cos^2\frac{\varphi}{4}$ are variaţii extrem de mici, astfel încît poate fi considerat constant, considerîndu-se ca valoare medie aritmetică $\cos^2\frac{\varphi}{4} = 0,965$. În acest caz expresia (5) devine:

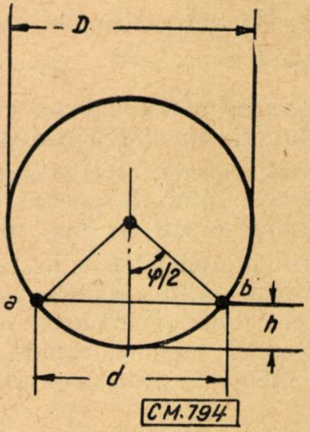


Fig. 1.

$$HB = \frac{P}{\dfrac{\pi d^2}{4}}\cos^2\frac{\varphi}{4} = \frac{P}{\dfrac{\pi d^2}{4}}\,0,965;$$

$$HB = 1,2292\,\frac{P}{d^2}\cdot \qquad (6)$$

Dînd lui P diferite valori ($30\,D^2$, $10\,D^2$ şi $2{,}5\ D^2$) şi procedînd în acelaşi fel pentru d, se obţin valorile respective ale lui HB. Cu acestea se trasează graficul din figura 2.

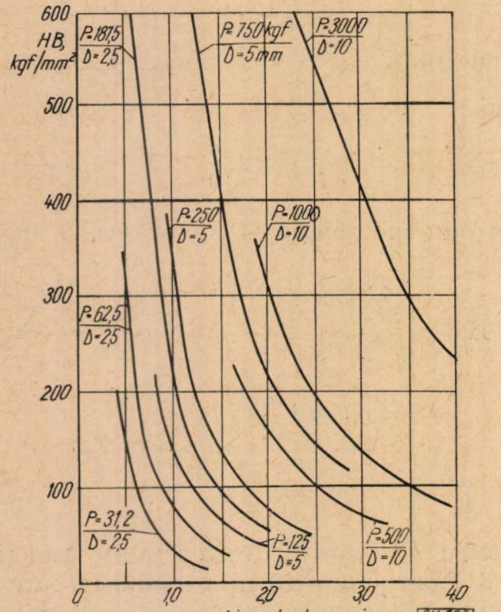


Fig. 2.

Din interpretarea datelor obţinute rezultă următoarele:

— cifra de duritate se determină în cadrul noii metode prin şase operaţii aritmetice faţă de 13, prin metoda Brinell;

— în expresia (6), cifra de duritate este exprimată pentru $\cos^2\frac{\varphi}{4} = \text{const.}$ în funcţie de un singur parametru, iar nu ca la metoda Brinell, în funcţie de doi parametri (D şi d);

— în ambele metode, erorile accidentale trebuie reduse la minimum pentru ca influenţa asupra preciziei să fie cît mai mică;

— în cadrul metodei Brinell, în cazul lipsei cifrei de duritate din tabelele respective, se procedează la calcule anevoioase cu o precizie discutabilă (cazul şarjelor rapide cînd calculele trebuie făcute la faţa locului, în condiţii grele);

— pentru trasarea curbei noi sînt necesare numai şase puncte (conică), pe cînd la metoda Brinell este necesară o multitudine de puncte (linie frîntă);

— noua metodă, prin graficele, diagramele şi nomogramele respective, exclude calculele.

Expresia $\text{HB} = 1{,}2292\,\frac{P}{d^2}$ este apropiată ca formă de formulele simple similare folosite în cadrul celorlalte metode (tabela 1).

Folosirea noii metode grafice. Metoda se poate aplica folosind curbele trasate prin cifrele din tabelele Brinell sau curbele bazate pe cifrele rezultate din aplicarea expresiei $\text{HB} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}}\cos^2\frac{\varphi}{4}$, în cele două variante:

$$\cos^2\frac{\varphi}{4} = \text{variabil şi } \cos^2\frac{\varphi}{4} = \text{const.}$$

Tabela 1

① Metoda	② Expresia	③ Observaţii
Rockwell	$\text{HR} = \frac{K-(h_1-h_2)}{C}$	
Vickers	$\text{HV} = \frac{2\,P}{d^2}\sin\frac{\alpha}{2}$	α = diferit ④
	$\text{HV} = 1{,}8544\,\frac{P}{d^2}$	⑤ pentru $\alpha = 136°$
⑥ Microduritate	$\text{HV} = 1{,}8544\,\frac{P}{d^2}$	P în grame ⑦
Poldi	$\text{HB}_p = \text{HB}_e\,\frac{d_e^2}{d_p^2}$	
Brinell	$\text{HB} = \frac{P}{\frac{\pi D}{2}\left(D-\sqrt{(D^2-d^2)}\right)}$	metoda uzuală ⑧
	$\text{HB} = 1{,}2292\,\frac{P}{d^2}$	⑨ metoda propusă

În cadrul primei variante $\left(\cos^2\frac{\varphi}{4} = \text{variabil}\right)$:

— se trasează graficul $\text{HB} = \text{f}\,(d,\ \varphi)$, cu ajutorul căruia se determină orice cifră de duritate;

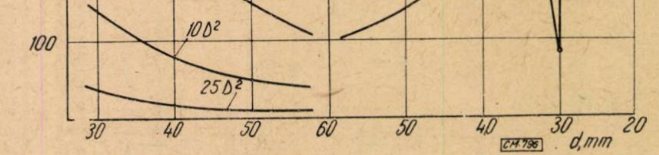


Fig. 3.

— se trasează curbele $\text{HB} = \text{f}\,(d,\ \varphi)$ pentru acelaşi φ, obţinîndu-se curbe de $\varphi = \text{const.}$;

— se folosesc curbele în zonele cele mai convenabile.

În cadrul celei de-a doua variante $\left(\cos^2\frac{\varphi}{4} = \text{const.}\right)$:

— se trasează graficul HB $= 1{,}2292\,\frac{\varphi}{d^2}$ sau sub o formă mai generală HB $= \frac{K}{d^2}$, care reprezintă o hiperbolă cubică analogă expresiei Euler pentru flambaj (fig. 3);

— se logaritmează expresia HB $= \frac{K}{d^2}$, obținînd:

$$\log \text{HB} = -2\log d + \log K,$$

care reprezintă o dreaptă de forma $x = my + c$; această reprezentare liniară determină o serie de avantaje față de cea curbilinie.

Precizia metodei propuse. În tabela 2 se prezintă în mod comparativ abaterile și toleranțele admisibile pentru mai multe metode de determinare a durității.

Din analiza acestei tabele rezultă că prin metoda propusă se obține o toleranță medie de 1,44%, care, după cum se vede, este mai mică decît cele recomandate de alte metode (Brinell, Döhmer, STAS). Este de observat că erorile, abaterile și toleranțele respective sînt determinate de precizia măsurărilor și de erorile de calcul. Prin noua metodă, așa cum s-a arătat erorile sistematice medii sînt de 1,44%. Întrucît erorile accidentale sînt comune tuturor metodelor, ele nu afectează numai metoda propusă.

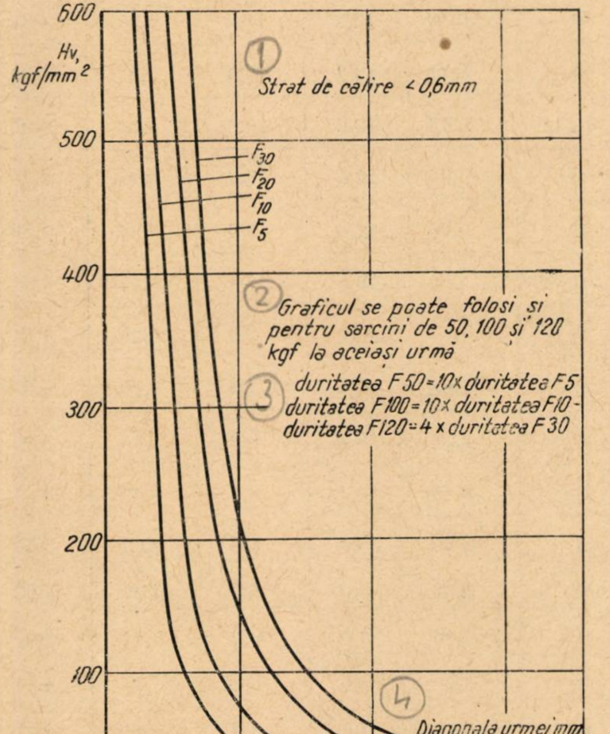


Fig. 4.

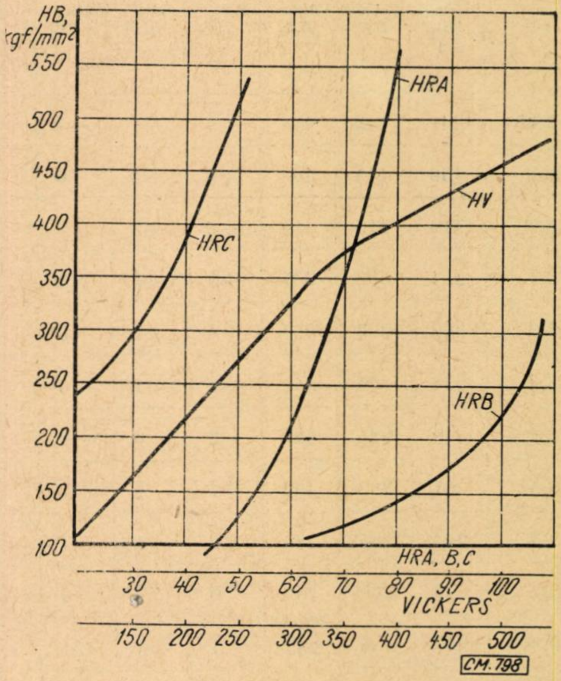


Fig. 5.

Printr-o pregătire atentă, erorile accidentale se pot elimina în mare măsură. Rezultatele metodelor Brinell, Döhmer și cea propusă sînt exprimate în graficul din figura 3. În graficul *a* se exprimă la aceeași scară apropierea între cele trei metode menționate; în graficul *b* se evidențiază la scări diferite precizia metodei propuse, superioară celorlalte.

Metoda dinamică (*Poldi*). Se aplică aceeași formulă Brinell modificată, ținîndu-se seamă că există două urme: una pe piesa de încercat cu indicele *p* și alta pe bara etalon cu indicele *e*. În felul acesta se poate scrie:

$$\text{HB}_p = 1{,}2292\,\frac{P}{d_p^2}\,; \quad \text{HB}_e = 1{,}2292\,\frac{P}{d_e^2}\cdot$$ (7.)

În consecință:

$$\frac{\text{HB}_p}{\text{HB}_e} = \frac{1{,}2292\,\frac{P}{d_p^2}}{1{,}2292\,\frac{P}{d_e^2}} = \frac{d_e^2}{d_p^2}\,; \quad \text{HB}_p = \text{HB}_e\left(\frac{d_e}{d_p}\right)^2\cdot$$ (8.)

Considerînd $e =$ const., expresia devine:

$$\text{HB}_p = \text{HB}_e\left(\frac{d_e}{d_p}\right)^2 = \text{HB}\,\frac{d_e^2}{d_p^2} = K\,\frac{1}{d_p^2}\,,$$ (9.)

Tabela 2

① Urma amprentei	② Duritatea în funcție de metodă			ΔHB, kgf/mm²			④ Toleranțe, $\frac{\Delta HB}{HB} 100$						
d, mm	③ propusă, HB_1	Brinell, HB_2	Döhmer, HB_3	$HB_3 - HB_1$	$HB_3 - HB_2$	$HB_1 - HB_2$	$\frac{\Delta HB_{3\cdot1}}{HB_1}$	$\frac{\Delta HB_{3\cdot2}}{HB_2}$	$\frac{\Delta HB_{1\cdot2}}{HB_2}$	STAS% = $\frac{\Delta HB_{1\cdot2}}{HB_{1\cdot2}} 100$			
										kgf./mm² ; d, mm		% 2,5	% 5 ;10
										2,5	5 ;10		
2,89	441	448	444	+3	−4	−7	0,680	−0,895	−1,56	22,8	18,8	5,17	4,26
2,9	438	444	440	+2	−4	−6	0,448	−0,910	−1,35	22,4	18,4	5,11	4,20
3,0	410	415	418	+8	+3	−5	1,950	+0,724	−1,20	21,6	17,6	5,25	4,29
3,1	384	388	387	+3	−1	−4	0,781	−0,258	−1,03	20,4	16,4	5,31	4,27
3,2	360	363	364	+4	+1	−3	1,119	+0,276	−0,85	18,6	15,6	5,16	4,33
3,3	338	341	340	+2	−1	−3	0,592	−0,293	−0,88	17,0	14,4	5,02	4,26
3,4	319	321	321	+2	0	−2	1,629	0	−0,62	15,6	13,6	4,88	4,41
3,5	301	302	302	+1	0	−1	0,332	0	−0,33	14,6	12,6	4,88	4,19
3,6	284	285	286	+2	+1	−1	0,706	−0,352	−0,35	14,0	12,0	4,95	4,22
3,7	269	269	269	0	0	0	0	0	0	14,0	12,0	5,22	4,46
3,8	256	255	255	−1	0	1	−0,391	0	0,39	13,2	11,2	5,15	4,32
3,9	242	241	241	−1	0	1	−0,414	0	0,41	12,2	10,4	5,0	4,30
4,0	230	229	228	−2	−1	1	−0,871	−0,437	0,43	12,0	10,0	5,23	4,35
4,1	219	217	217	−2	0	2	−0,914	0	0,92	12,0	10,0	5,47	4,56
4,2	209	207	207	−2	0	2	−0,959	0	0,96	11,6	9,6	5,56	4,59
4,3	199	197	195	−3	−1	2	−1,505	−0,590	1,01	10,8	8,8	5,42	4,41
4,4	190	187	187	−3	0	3	−1,580	0	1,60	10,0	8,0	5,26	4,21
4,5	182	179	179	−3	0	3	−1,650	0	1,68	9,4	7,4	5,16	4,07
4,6	174	170	170	−4	0	4	−2,300	0	2,36	8,8	6,8	5,06	3,90
4,7	167	163	163	−4	0	4	−2,400	0	2,45	8,4	6,4	5,03	3,84
4,8	160	156	156	−4	0	4	−2,495	0	2,56	8,0	6,0	5,00	3,75
4,9	153	149	149	−4	0	4	−2,620	0	2,68	8,0	6,0	5,22	3,93
5,0	147	143	143	−4	0	4	−2,780	0	2,80	8,0	6,0	5,44	4,07
5,1	142	137	137	−5	0	5	−3,520	0	3,66	4,0	6,0	5,62	4,24
5,2	136	131	131	−5	0	5	−3,690	0	3,81	4,0	6,0	5,88	4,41
5,3	131	126	126	−5	0	5	−3,840	0	3,97	7,8	5,8	5,95	4,46
5,4	126	121	121	−5	0	5	−3,960	0	4,11	7,4	5,4	5,87	4,30
5,5	121	116	116	−5	0	5	−4,140	0	4,31	7,0	5,0	5,77	4,14
5,6	116	111	112	−4	+1	5	−3,450	+0,9	4,58	6,4	4,4	5,51	3,80
5,7	113	107	107	−6	0	6	−5,310	0	5,60	6,0	4,0	5,32	3,56
⑤ MEDIA				−1,83	−0,2	+1,3	−1,34	−0,1	+1,44	11,86	+9,81	+5,296	+4,204

reprezentînd, ca și în cazul static, o familie de hiperbole cubice utilizabile, așa cum s-a indicat mai sus.

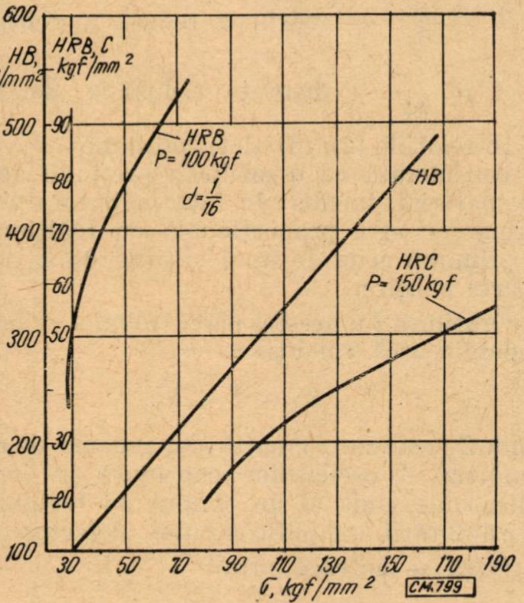


Fig. 6.

Concluzii. Din cele arătate ies în evidență avantajele simplificării formulei clasice Brinell.

Se observă că toate cele trei curbe $30D^2$, $10\ D^2$ și $2{,}5\ D^2$ se pot folosi una în locul celeilalte, ținîndu-se seamă de raportul urmelor respective, simplificînd în felul acesta și mai mult metoda clasică sau folosind un coeficient, în cazul urmelor egale, ca în cadrul metodei Vickers.

În paralel cu graficele prezentate se mai recomandă folosirea următoarelor grafice:

— corespondența cifrelor de duritate pentru metode diferite (Brinell, Rockwell, Vickers etc.) în figura 5;

— corespondența duritate — rezistență la rupere — la tracțiune $\sigma = K.\mathrm{HB}$ ($K = 0{,}36$ pentru oțel carbon și $K = 0{,}34$ pentru oțel aliat), în figura 6;

— graficul metodei Vickers (fig. 4).

De reținut că prin formula $\mathrm{HB} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \cos^2 \frac{\varphi}{4}$, pentru $\cos^2 \frac{\varphi}{4} = \text{const.}$, se indică o proporționalitate între cifra de duritate și rezistența la compresiune a materialului $\left(\frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}}\right)$ sau cifra Meyer, aspect dovedit în prezent.

CZ 621.791.019 : 620.179.16

Contribuții la aprecierea mărimii defectelor în cadrul defectoscopiei ultrasonice cu palpatoare înclinate

VLADIMIR ȘERBAN

Evaluarea prin metoda ultrasonică a mărimii defectelor în cusăturile sudate prezintă un deosebit interes pentru elaborarea unor criterii riguroase de acceptare-respingere.

În cele ce urmează se aduc unele precizări în această problemă, cu observația că în discuție nu intră decît defectele a căror întindere nu depășește secțiunea fasciculului ultrasonic; pentru defectele a căror întindere depășește secțiunea fasciculului ultrasonic, metoda în uz este aceea a determinării conturului lor convențional.

Una dintre metodele de evaluare a mărimii defectelor prin măsurarea înălțimii ecoului de la defect a fost dedusă din aproximarea legii de variație a presiunii cîmpului acustic produs de transductorul emițător [1], [2].

După cum se știe, cîmpul acustic produs de transductor prezintă două zone în care legile de variație a presiunii acustice sînt complet diferite.

În zona apropiată, numită și zona lui Fresnel presiunea acustică trece printr-o serie de maxime și minime, fenomenul producîndu-se atît în planele normale la suprafața transductorului (fig. 1 a), cît și în planele paralele cu această suprafață (fig. 1 b). Fenomenul se explică prin interferențele undelor radiate de diferitele puncte ale suprafeței active a transductorului. Lungimea N_s a cîmpului apropiat este dată de expresia:

$$N_s = \frac{D_s^2 - \lambda^2}{4\lambda} \approx \frac{D_s^2}{4\lambda}, \tag{1}$$

unde, pentru transductoare cilindrice de diametre D_s, N_s reprezintă distanța celui mai depărtat maxim în axa fasciculului, iar pentru transductoare prismatice, cu baza un pătrat de latură D_s, reprezintă distanța celui mai depărtat minim în axa fasciculului. În expresia considerată, λ este lungimea de undă a vibrațiilor ultrasonice în mediul examinat.

La excitarea prin impulsuri a transductorului, efectele zonei Fresnel sînt, întrucîtva, atenuate, din cauza conținutului mare de armonici în impulsuri.

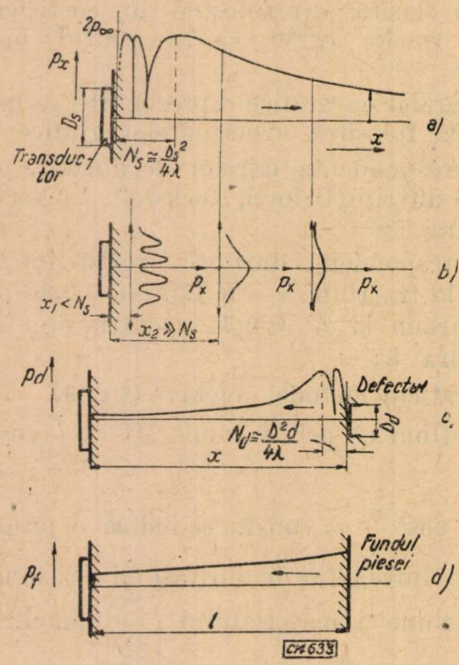


Fig. 1

În cîmpul depărtat, presiunea acustică p_x în axa fasciculului radiat de transductor este, după cum rezultă din teoria pistonului vibrant :

$$p_x = 2p_\infty \sin\left[\frac{\pi}{\lambda}\left(\sqrt{\frac{D_s^2}{4}+x^2}-x\right)\right] \approx p_\infty \cdot \frac{\pi N_s}{x} \quad (2)$$

unde $x \gg N_s$ reprezintă distanța punctului de pe axa fasciculului unde se determină presiunea (fig. 1 a).

Presiunea acustică p_f produsă pe transductor de undele reflectate de o suprafață mult mai mare decît secțiunea fasciculului (suprafața de fund), aflată la distanța $l \gg N_s$ este dată de relația (fig. 1 d) :

$$p_f \approx p_\infty \frac{\pi N_s}{2l}. \quad (3)$$

Presiunea acustică p_x produsă pe un defect în formă de disc plan, de diametru D_d, plasat în axa fasciculului la distanța $x \gg N_s$, normal la această axă, poate fi privită ca o presiune inițială a unui nou transductor care, conform relației (2), radiază un cîmp avînd presiunea (fig. 1 c) :

$$p_d = p_x \cdot \frac{\pi N_d}{x} = p_\infty \cdot \pi^2 \left(\frac{G}{A}\right)^2 \quad (4)$$

în care :

$N_d \approx \frac{D^2{}_d}{4\lambda}$ este lungimea cîmpului apropiat al defectului ;

$G = \frac{D_d}{D_s}$ — mărimea redusă a defectului ;

$A = \frac{x}{N_s}$ — distanța redusă a defectului.

În relațiile (2), (3) și(4) presiunea p_∞ poate fi considerată ca o medie a presiunii acustice în material, imediat în fața palpatorului. Prin urmare ea este proporțională cu înălțimea H_∞ a primului ecou de fund obținut de la o placă foarte subțire.

Grosimea l a acestei plăci trebuie, evident, să îndeplinească condiția :

$$Z_m < l < N_s, \quad (5)$$

unde Z_m este zona moartă, dependentă de durata amortizării oscilațiilor conținute în impulsul ultrasonic emis și de timpul de restabilire a sensibilității amplificatorului defectoscopului.

Dacă se notează prin :

$$V_d = 20 \lg \frac{p_d}{p_\infty} = 20 \cdot \lg \frac{H_d}{H_\infty}, \quad (6)$$

amplificarea în decibeli, necesară pentru a aduce înălțimile H_d și H_∞ (a ecoului de defect, respectiv a ecoului de la placa de referință) la același nivel pe ecranul defectoscopului, relația (4) se reprezintă printr-o familie de curbe $V = f\ (A, G)$. Această familie este ilustrată în figura 2 și este cunoscută în literatură sub numele de diagrama *AVG*.

Amplificarea V_d se poate măsura comod și precis la defectoscoapele care sînt prevăzute cu atenuatori calibrați în decibeli, valorile obținute nefiind influențate de neliniaritatea amplificatorului. Dacă defectoscoapele nu sînt echipate cu atenuatori calibrați, această amplificare se poate măsura, între anumite limite, pe o scală gradată în decibeli, atașată ecranului, în care caz însă valorile obținute sînt influențate de neliniaritatea de indicare.

Pentru defectele aflate în cîmpul apropiat, partea din stînga a diagramei *AVG* a fost completată de Krautkrämer prin măsurări efectuate cu reflectoare cufundate în apă. Această zonă a diagramei prezintă o oarecare incertitudine din cauza variației posibile a formei și duratei impulsurilor, în funcție de caracteristicile palpatorului și aparatului.

Cele arătate sînt valabile în ipoteza că se neglijează efectele atenuării undelor ultrasonice în materialul examinat.

Unele încercări efectuate la I.C.T.Tc. cu palpatoare normale pe corpuri de probă, avînd defecte artificiale în formă de disc plan, au pus în evidență valabilitatea diagramei *AVG* atît în cîmpul depărtat, cît și în cîmpul apropiat.

În ceea ce privește aplicarea diagramei *AVG* la examinarea cu palpatoare înclinate, datele furnizate de literatura de specialitate sînt puține și inconsistente.

Pentru studierea condițiilor de evaluare a mărimii defectelor mai mici decît secțiunea fețelor corpurilor de referință folosite, iar fundurile găurilor să nu aibă resturi de ulei de cuplare. Corpurile de probă s-au fixat, pe rînd, între fălcile unei menghine, astfel încît suprafețele lor de așezare să devină orizontale, în scopul unei examinări comode.

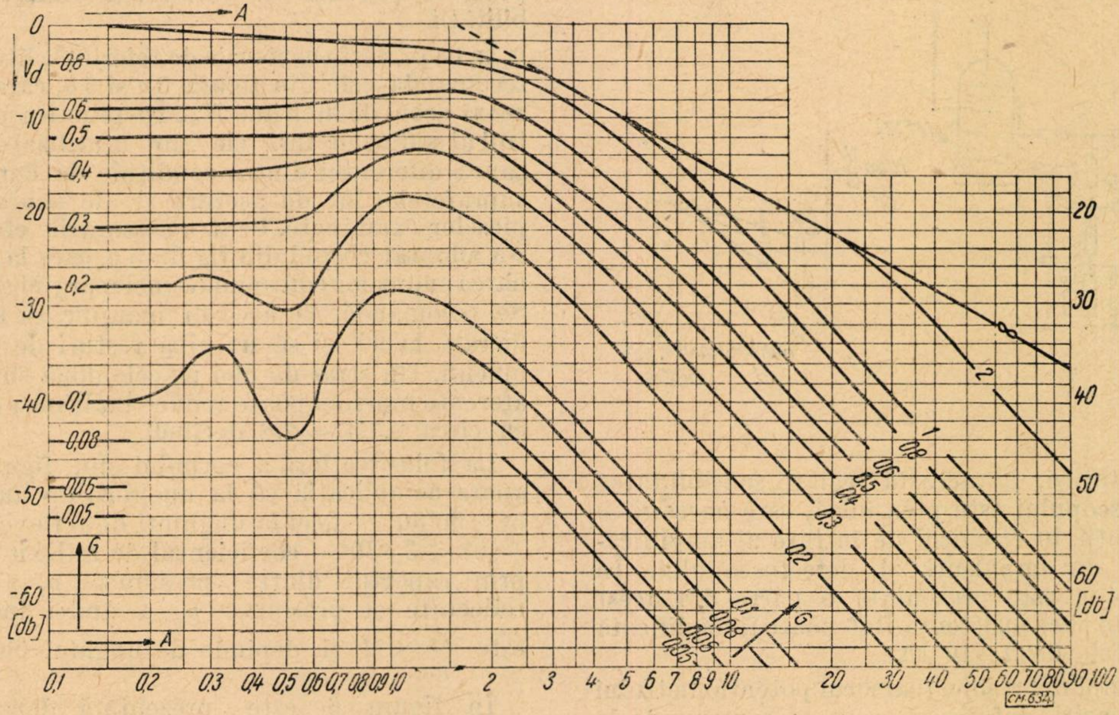


Fig. 2

fasciculului ultrasonic prin folosirea palpatoarelor înclinate, I.C.T.Tc. a inițiat o serie de încercări pe corpuri de probă, avînd defecte artificiale, ideale, în formă de găuri cu fund plan. În figura 3 se poate urmări un asemenea corp de probă, avînd forma unei copite cilindrice.

Suprafețele de așezare a corpurilor de probă sînt prelucrate la unghiuri $\beta' = \beta - (0°40' - 2°)$, unde β reprezintă unghiul de intrare a fasciculului ultrasonic în material. S-a ales β din următoarele motive:

— unghiul de intrare nu poate fi măsurat cu precizie suficientă pe piesa de control (corpul olandez de etalonare), el depinzînd de temperatura palpatorului și a piesei de control;

— din cauza diferenței posibile dintre proprietățile acustice ale materialului piesei de control și ale corpului de probă, unghiul β de intrare își modifică valoarea;

— ecoul de înălțime maximă se obține numai atunci cînd axa fasciculului ultrasonic este normală pe fundul găurii, de aceea pentru realizarea acestei condiții este necesar întotdeauna ca $\beta' < \beta$.

În afară de aceasta s-a mai avut în vedere ca rugozitatea suprafeței de intrare să fie de același ordin de mărime cu rugozitatea supra-

Înălțimile maxime ale ecourilor s-au obținut prin mișcări combinate de translație și rotație ale palpatoarelor înclinate pe suprafețele de așezare.

Deoarece aparatul folosit — un defectoscop Siemens II — nu este prevăzut cu atenuator calibrat, s-a confecționat o scală gradată în decibeli care s-a atașat plăcii de protecție a ecranului defectoscopului. În prealabil, această scală a fost desenată pe hîrtie și apoi redusă prin fotocopiere, în așa fel încît distanța dintre diviziunile 0 și $-\infty$ ale scalei să nu întreacă lungimea domeniului de liniaritate acceptabilă a indicațiilor de pe ecran.

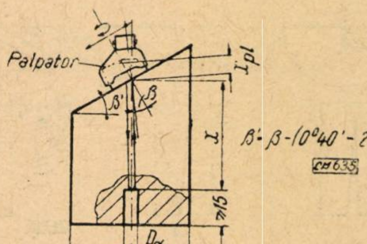
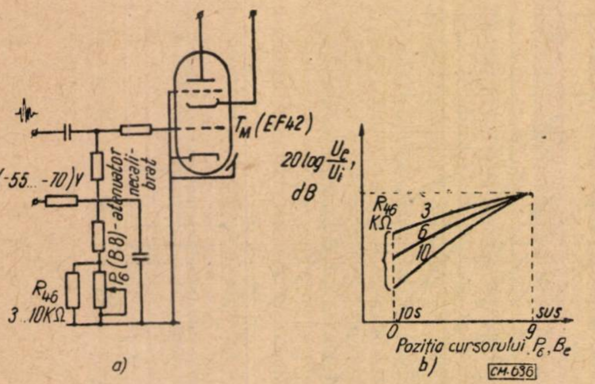


Fig. 3

Deoarece distanțele de reflexie în corpurile de probă și de referință erau destul de reduse, a fost necesar să se acorde o foarte mare atenție efectelor zonei moarte a defectoscopului. Aceste efecte sînt minime dacă durata și puterea impulsului de emisie sînt reglate la minimum.



T_M (EF42)
(-55...-70)V
P_6(B8)-atenuator necalibrat
R_{46}
3...10KΩ
a)
$20 \log \frac{U_e}{U_i}$, dB
R_{46} KΩ
3
6
10
JOS
SUS
0
9
Poziția cursorului P_6, B_8
b)
CM-636

Fig. 4

Dacă, totuși, la această reglare sensibilitatea defectoscopului este prea mică, este necesară o intervenție în circuitul de intrare al amplificatorului de impulsuri al defectoscopului. În figura 4 a este prezentată o parte din acest circuit în care rezistența R46 poate fi modificată în limitele de 3 – 10 kΩ.

La amplificări mici (cursorul potențiometrului P6 în poziție inferioară, ceea ce corespunde la defectoscopul Siemens la $B8 = 0$), prin șuntarea lui $P6$ cu valori succesiv descrescătoare ale rezistenței R46, se reduce tensiunea de negativare aplicată grilei de comandă a tubului T11, astfel că sporește panta și deci factorul de amplificare (fig. 4*b*).

S-au ales palpatoarele înclinate care prezentau cel mai mic nivel de zgomot produs de reflexiile undelor ultrasonice în penele de plexiglas. În acest fel s-a evitat efectul interferențelor ecourilor de la defecte cu zgomotul acestor reflexii parazite. Mai mult, butonul B11 care la defectoscoapele Siemens are rolul de a elimina o parte din zgomotul amintit, prin blocarea un timp mai îndelungat a amplificatorului, a fost menținut în poziția sa normală, spre stînga, pentru evitarea erorilor de măsurare a nivelului ecourilor.

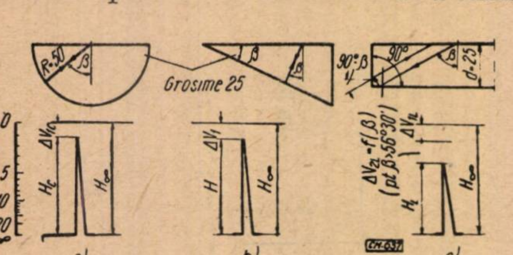


Fig. 5

În sfîrșit se menționează că, pentru mărirea preciziei determinărilor, a fost necesar ca defectoscopul să fie alimentat cu tensiune stabilizată. De asemenea, măsurările s-au efectuat numai după circa 30′ de la pornirea defectoscopului, pentru a elimina erorile care ar fi putut să provină din variația în timp a sensibilității.

În ce privește corpurile de referință, literatura recomandă cele din figura 5 *a* și 5 *b*, care furnizează ecoul de înălțime H_∞. În practica de control al sudurilor însă ele sînt inutilizabile, din cauza diferenței dintre condițiile de cuplaj ale suprafețelor lor de așezare și ale suprafețelor pieselor examinate. Pentru măsurările efectuate s-a adoptat corpul din figura 5 c, care la examinarea sudurilor corespunde unei margini a tablei. Se recomandă ca această margine să fie prelucrată la 90° și să nu aibă resturi de ulei pe muchii. Un strat de ulei pe cele două suprafețe aferente muchiei poate reduce înălțimea ecoului cu circa 2.1,4 = 2,8 decibeli.

La folosirea însă a corpului din figura 5, *c* apare complicația că la unghiuri de incidență $\beta > 56°30'$ — deci la unghiuri de reflexie $(90 - \beta) < 33°30'$ — coeficientul de reflexie definit prin raportul dintre presiunea p_r a undei reflectate și presiunea p_i a undei incidente este $\frac{p_r}{p_i} < l$ și depinde de unghiul $(90 - \beta)$.

În figura 6 este prezentată dependența $\frac{p_r}{p_i} = f(\beta)$, în care β este unghiul făcut de direcția undelor incidente sau reflectate cu normala la suprafața de incidență, respectiv de reflexie.

În cazul general, diferența în decibeli dintre înălțimea H_L a ecoului obținut de la corpul de referință din figura 5 *c* și înălțimea H_∞ teoretică (în condițiile diagramei *AVG*) este:

$$20 \lg \frac{H_L}{H_\infty} = \Delta V_{1L} + \Delta V_{2L} < 0, \text{ dB}, \qquad (7)$$

în care: $\Delta V_{1L} < 0$ măsoară efectul distanței de reflexie și se determină din diagrama *AVG* la intersecția ordonatei *A* cu curba limită superioară;

$\Delta V_{2L} = 20 \lg \frac{p_r}{p_i} < 0$ măsoară efectul de reducere a înălțimii ecoului pentru unghiuri de reflexie $(90 - \beta) < 33°30'$, unde $\frac{p_r}{p_i}$ se determină din diagrama din figura 6.

Aceste efecte s-au evaluat teoretic pentru palpatoare înclinate de 43°50′, 55°40′ și 72°. Experimental însă nu poate fi măsurat decît efectul total $(\Delta V_1 + \Delta V_2)$. Pentru aceasta este suficient să se compare înălțimea H_L a ecoului de la corpul din figura 5 c, cu înălțimea H_c a ecoului de la corpul din figura 5 a, beneficiind de faptul că înălţimea H_c nu este afectată decît de corecţia ΔV_1; condiţiile de cuplaj trebuie să fie, pe cît posibil, identice.

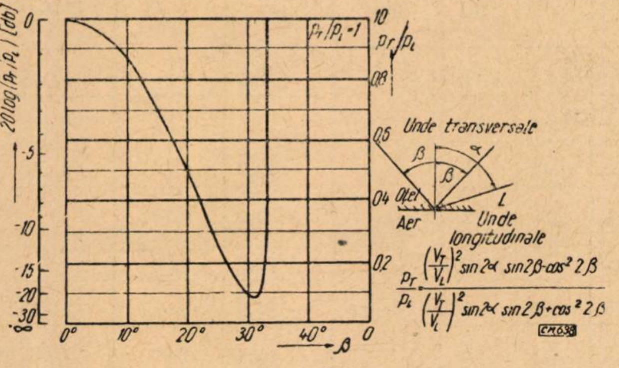


Fig. 6

S-au calculat astfel:

— laturile pătratelor echivalente suprafeţelor active ale transductoarelor folosite, cu formula:

$$D_s \approx \sqrt{ab \cdot \frac{\cos\beta}{\cos\alpha_{pl}}} \tag{8}$$

unde: a şi $b \cdot \frac{\cos\beta}{\cos\alpha_{pl}}$ sînt dimensiunile transductorului imaginar echivalent, normal la direcţia β, α_{pl} fiind unghiul de incidenţă al undelor longitudinale în pana de plexiglas;

— lungimea N_s a cîmpului apropiat cu formula (1), la frecvenţa de 2,5 MHz, pentru viteza de propagare a undelor ultrasonice transversale $v_T \approx 3\,250$ m/s;

— lungimile reduse A_L şi A_c ale distanţelor de reflexie $\frac{d}{\cos\beta}$ şi R corespunzătoare corpurilor din figura 5 c, respectiv 5 a, cu formulele:

$$A_L = \frac{\frac{d}{\cos\beta} + x_{pl}}{N_s} \quad \text{şi} \quad A_c = \frac{R + x_{pl}}{N_s},$$

în care: d este grosimea corpului din figura 5 c;

R — raza de curbură a corpului din figura 5 a;

x_{pl} — lungimea drumului în pana de plexiglas a palpatorului, exprimată în unităţi de lungime parcurse cu viteza de propagare a undelor transversale în oţel.

Rezultatele măsurărilor efectuate sînt prezentate în tabela 1, în care apar corecţiile ΔV_1 şi ΔV_2 determinate teoretic şi verificate experimental.

Din examinarea datelor din ultimele două coloane ale tabelei 1 rezultă o bună corelaţie între determinările teoretice şi cele experimentale. În consecinţă, la folosirea corpului de referinţă din figura 5 c, cîştigurile V_d' dB măsurate pe corpurile de probă cu defecte artificiale au trebuit să fie afectate de corecţiile $\Delta V = \Delta V_{1L} + \Delta V_{2L}$ dB, prezentate separat în tabela 2. Această corecţie este necesară pentru determinarea cîştigului real $V_d = V_d' + \Delta V$ care urmează a fi transpus în diagrama *AVG*.

În tabela 3 sînt prezentate rezultatele măsurărilor efectuate pe corpurile de probă considerate pe baza raportului dintre înălţimea H_d a ecoului de la defect şi înălţimea H_L a ecoului obţinut de la corpul de referinţă din figura 5 c, considerînd defectele ca discuri plane. Abaterile

Tabela 1

Palpatoarele înclinate					Corpurile de referinţă		Determinări teoretice					Verificări experimentale
β	$a \times b$, mm	D_s, mm	x_{pl}, mm	N_s, mm	Dist. red. A		ΔV_1 dB		ΔV_2 [2] dB		$20 \lg \frac{H_L}{H_c}$ [3] dB	$20 \lg \frac{H_L}{H_c}$ [4] dB
					L [1]	C [1]	L	C	L	C		
43°50′	20×16	16,6	12	53	0,87	1,17	−2	−2,3	0	0	−0,3	0
55°40′		15,56		46,5	1,21	1,33	−2,4	−2,5			−0,1	
72°	24×14	13,8	22	36,6	2,82	1,69	−4	−3	−4,9		−5,9	−6

[1] Indicii L şi C corespund corpurilor de referinţă din figura 5 c, respectiv 5 a.

[2] $\Delta V_2 = 20 \lg \frac{p_r}{p_i}$ dB – din figura 6, pentru unghiul $\beta_i = 90° - \beta$.

[3] $20 \lg \frac{H_L}{H_c} = 20 \lg \frac{H_L}{H_\infty} - 20 \lg \frac{H_c}{H_\infty} = (\Delta V_{1L} + \Delta V_{2L}) - (\Delta V_{1c} + \Delta V_{2c})$ dB.

[4] Evaluat prin măsurarea diferenţei în dB dintre înălţimile ecourilor obţinute de la corpurile din figura 5 c şi 5 a.

Tabela 2

β	43°50′	55°40′	72°
ΔV dB	− 3	− 2,4	− 8,9

Tabela 3

Corpurile de probă				Palpatoarele înclinate					Determinarea mărimii defectelor						
Nr. corp.	Incl. supr. intrare	x [mm]	D_{rd} [mm]	β	$a \times b$ [mm]	D_s[1] [mm]	X_{pl}[2] [mm]	N_s [mm[	$x' = x + x_{pl}$ [mm]	$A = \frac{x'}{N_s}$	V'_d [dB]	ΔV[3] [dB]	$V_d = V'_d + \Delta V$ [dB]	$G = \frac{D_d}{D_s}$	D_d [mm]
1	43°	59	5,5	43°50′	20×16	16,60	12	53	71	1,34	−11,5	− 2	− 13,5	0,30	5,0
2		57,4	10						69,4	1,31	−5,5		− 7,5	0,58	9,6
3	45°	116,3	10						128,3	2,42	−11,5		− 13,5	0,50	8,3[4]
4	43°	58,1	15,5						70,1	1,32	− 2,5		− 4,5	0,78	13
5	55°	52,7	5,5	55°40′		15,56	15	46,5	67,7	1,45	−11,5	− 2,4	− 13,9	0,30	4,7
6		52,5	10,1						67,5	1,45	− 3,5		− 5,9	0,66	10,1
7		51,8	15						66,8	1,44	0		− 2,4	1,00	15,6
8	70°	59,2	5,0	72°	24×16	13,80	22	36,6	81,2	2,22	− 9	− 8,9	− 17,9	0,30	4,1
9		58,6	10,2						80,6	2,20	− 1,5		− 10,4	0,58	8,0
10		58,1	15,5						80,1	2,19	+ 1		− 7,9	0,68	9,4

[1] $D_s = \sqrt{a \times b \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_{xl}}}$;

[2] exprimat în unităţi de lungime parcurse cu viteza de propagare a undelor transversale în oţel; s-a determinat cu piesa de control (corpul olandez de etalonare);

[3] vezi tabela 2;

[4] $\beta' > \beta$ (fig. 2); aceasta explică de ce $D_d < D_{rd}$.

constatate nu sînt supărătoare, ele se explică prin:

— abaterile de la planeitate ale fundurilor găurilor de diametru mic;

— eroarea de determinare a lungimii cîmpului apropiat;

— diferenţa condiţiilor de cuplaj;

— neglijarea efectelor atenuării energiei ultrasonice;

— efectele cîmpului apropiat, dependente de tipul aparatului şi palpatoarelor înclinate; se reaminteşte că, în diagrama *AVG*, curbele din cîmpul apropiat au fost ridicate experimental pe relectori imersaţi şi excitaţi cu unde longitudinale produse de transductoare cilindrice;

— erorile de interpolare în diagrama *AVG*.

Se observă că, în general, la defecte mici ($D_d = 5 - 10$ mm) abaterile nu sînt mai mari de aproximativ -25%. La defecte cu D_{rd} de acelaşi ordin de mărime cu D_s — defecte extrem de rar întîlnite în cazul sudurilor — abaterile sînt, în general, mai mari.

Pentru scopul urmărit — evaluarea mărimii defectelor mici cu ajutorul palpatoarelor înclinate — este corespunzătoare diagrama *AVG*. Drept corp de referinţă se poate utiliza (la controlul sudurilor nici nu se poate altfel) însăşi tabla examinată, fiind necesar să se dispună de o margine prelucrată în unghi drept. În acest caz trebuie să se ţină seamă de efectul distanţei şi al unghiului de reflexie, aplicînd corecţiile ΔV_1, respectiv ΔV_2.

Practic, urmează să se procedeze astfel la controlul sudurilor cu aparatele care nu sînt prevăzute cu atenuatori calibraţi în dB:

— se reglează puterea de emisie şi durata impulsului la minimum:

— se unge suprafaţa plăcii cu un strat de ulei, dar numai atît cît este necesar; muchiile nu trebuie să prezinte urme de ulei;

— se aşază palpatorul înclinat pe suprafaţa tablei, cu fasciculul dirijat înspre marginea ei; se caută să se obţină ecoul maxim, tinzîndu-se să se reducă mereu amplificarea defectoscopului, pînă ce înălţimea H_L a ecoului ajunge la acelaşi nivel cu diviziunea 0 de pe scala gradată în decibeli, lipită pe placa de protecţie din plexiglas a ecranului;

— se menţine sensibilitatea aparatului neschimbată şi se examinează cusătura sudată; la descoperirea unui defect se caută să se obţină ecoul maxim, prin mişcări combinate de translaţie şi rotaţie ale palpatorului; nivelul V'_d al ecoului se citeşte direct pe scala gradată;

— pe baza distanţei x a defectului (determinată pe scara de măsură a ecranului, etalonată în prealabil pentru controlul cu unde transversale şi cu punctul de nul corectat), se determină mărimea $A = \frac{x + x_{pl}}{N_s}$ a distanţei reduse;

— se aplică corecţiile ΔV_1 şi ΔV_2, determinîndu-se astfel V_d, dB;

— din diagrama *AVG* se scoate mărimea G şi apoi se calculează diametrul echivalent al defectului, $D_d = GD$.

La suduri, în general, se folosesc palpatoare cu $\beta \geqq 60°$. Prin aducerea ecoului H_L de referință la nivelul 0 al scalei gradate în decibeli, sensibilitatea aparatului apare mărită cu $(\Delta V_1 + \Delta V_2)$ dB, astfel că este asigurată o bună detectare a defectelor de orice mărime.

Sudurile tablelor subțiri pot fi examinate și prin reflexii succesive ale fasciculului ultrasonic în limitele grosimii tablei (fig. 7).

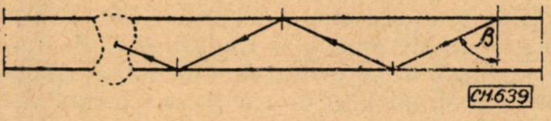


Fig. 7

Dacă una sau ambele suprafețe ale tablei sînt acoperite cu un strat de lichid—ulei sau apă — este necesar ca la corecția $\Delta V = \Delta V_1 + \Delta V_2$ să se adauge corecția:

$$\Delta V_3 \approx -1{,}4\ n\ \text{dB} \quad \text{— pentru ulei;}$$

$$\Delta V_3 \approx -1{,}1\ n\ \text{dB} \quad \text{— pentru apă,}$$

unde n reprezintă numărul punctelor de contact al fasciculului cu suprafețele unse [3].

---

[1] *Krautkrâmer, J.* Fehlergrössenermittlung mit Ultraschall. In: Archiv für das Eisenhüttenwesen, V **30**, nr. 11, 1959, p. 693—703. [2] *Ernolov, I. N.* O vozmojnosti primenenia teorii skaliarnogo zvukovogo polia dlia rasciota akusticestkogo trakta ultrazvukovogo defektoskopa. In: Akusticeskii jurnal, V **5**, nr. 2, 1959, p. 247—249. [3] *Gurvici, A. K.* Ultrazvuokvaia defektoskopia svarnîh soedinenii. Kiev, 1963, p. 43.

Tehnologie

CZ 621.43—233.21 : 669.018.24

Metode noi de depunere a straturilor antifricțiune în construcția cuzineților

DRAGOȘ SFINȚEANU

Ritmul rapid de dezvoltare a industriei construcțiilor de mașini din țara noastră a impus introducerea unor procese tehnologice avansate, a căror productivitate mărită, îmbinată cu calitatea superioară a produselor și prețul de cost scăzut, rezolvă cerințele mereu crescînde ale economiei naționale.

În cadrul unităților constructoare de motoare cu ardere internă, una dintre direcțiile importante de cercetare în ultimii ani a fost adoptarea unor procedee moderne de depunere a straturilor antifricțiune în fabricația cuzineților. Introducerea acestor procedee s-a impus deoarece singura metodă utilizată pînă în anii 1950—1953 a fost turnarea statică, manuală, procedeu cu productivitate scăzută, consum ridicat de material și manoperă, cu un coeficient de rebuturi mare, necorespunzător unor fabricații de serie.

În cele ce urmează se expun principalele metode de depunere a straturilor antifricțiune în fabricația cuzineților, utilizate în uzinele constructoare de motoare din R.P.R.

Turnarea centrifugală uzuală — cu ax orizontal — a materialului antifricțiune (compoziții, bronzuri pe bază de plumb sau alte aliaje) se execută cu dispozitive montate pe strunguri sau adaptate pentru motoare electrice, asemănătoare cu cel prezentat în figura 1 (*1* — mandrina strungului; *2* — discuri pentru fixarea semicuzineților; *3* — colier de prindere a semicuzineților; *4* — rulment radial; *5* — păpușa mobilă a strungului; *6* — semicuzinet; *7* — racord de răcire; *8* — rulment axial; *9* — pîlnie de turnare).

Semicuzineții se strîng cu colierul *3*, după ce, în prealabil, între suprafețele de separație s-au introdus garnituri de azbest pentru etanșare. Turnarea materialului antifricțiune începe după ce cuzinetul a atins turația de regim. Turația axului strungului trebuie să fie suficient de ridicată (1 000—1 200 rot/min) pentru ca forța centrifugă care proiectează materialul antifricțiune pe suprafața interioară a cuzinetului să asigure o bună aderență.

Durata turnării este de 4—7 min, în funcție de dimensiunile cuzinetului. Imediat după turnare se declanșează circuitul de răcire. Este necesar ca răcirea să se efectueze rapid pentru a împiedica formarea unei structuri metalografice cu cristale mari, grosolane, a stratului

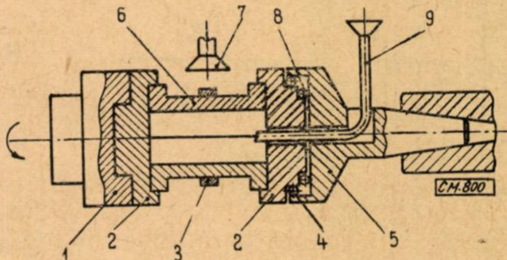


Fig. 1.

antifricțiune, structură neindicată pentru regimuri de solicitări variabile, frecvente în cazul motoarelor cu ardere internă.

Timpul redus de turnare și posibilitatea obținerii unei structuri metalografice convenabile prin răcirea rapidă constituie avantaje însemnate, inaccesibile în cazul turnării statice manuale.

Turnarea centrifugă cu ax orizontal, în electrolit, se execută cu o instalație care cuprinde un strung, un motor cu ardere internă și un generator de curent continuu, antrenat de motor, care furnizează curentul electric necesar obținerii temperaturii ridicate de turnare. Partea principală a acestei instalații este prezentată în figura 2.

Carcasa cuzinetului *3* se fixează între vîrfurile strungului *1*, în interiorul camerei de lucru *2*, montată pe patul strungului.

Carcasa cuzinetului este în legătură cu polul negativ al generatorului, polul pozitiv fiind conectat cu placa de cupru *4*, care este montată în partea inferioară a camerei de lucru, la o distanță convenabilă de carcasă. În interiorul camerei de lucru, între carcasa cuzinetului și placa de cupru se găsește electrolitul *5* (soluție de carbonat de sodiu). Carcasa este fixată între două capace prevăzute cu orificii pentru eliminarea gazelor care se dezvoltă în timpul turnării, așa cum se arată în figura 3 (*1* — carcasa cuzinetului; *2* — capace).

Înainte de turnare se face o curățare interioară a carcasei cu perii de sîrmă și apoi, în funcție de dimensiunile carcasei, se introduc cantități bine definite de șpan de aliaj antifricțiune și borax, ultimul servind pentru decaparea suprafeței de depunere.

Se introduce întreg ansamblul în instalație și se pun în funcțiune strungul și motorul de antrenare. După atingerea turației de lucru (1 100—1 200 rot/min) se conectează generatorul; ca urmare, între carcasă și placa de cupru se produce arc electric. Temperatura dezvoltată (1 000—1 100°C) și turația axului strungului asigură depunerea unui strat compact și uniform. Arcul electric este menținut 2—4 min, pînă cînd carcasa capătă o culoare albă, apoi se întrerupe curentul și concomitent se declanșează circuitul de răcire. Răcirea se face sub presiune, în timp ce cuzinetul se rotește (fig. 4).

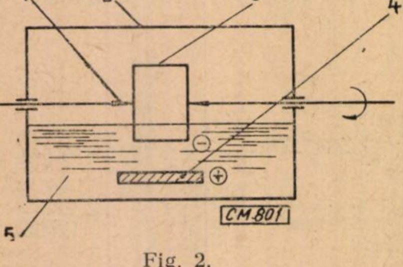


Fig. 2.

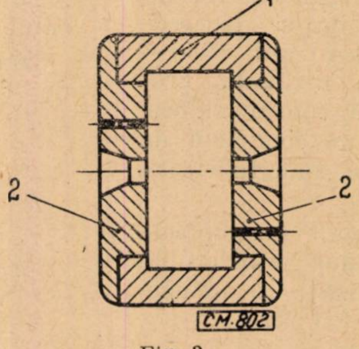


Fig. 3.

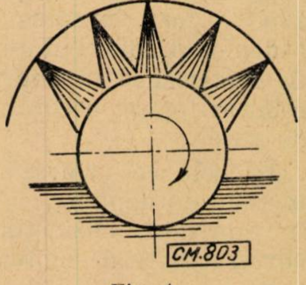


Fig. 4.

Lichidul de răcire utilizat este tot o soluție de carbonat de sodiu, pentru a nu se modifica valoarea conductivității electrolitului. În scopul evitării scăderii conductivității electrolitului prin încălzirea produsă de arcul electric, lichidul este trecut printr-un radiator care îi menține temperatura constantă (35—40°C).

Operațiile de punere în funcțiune și de oprire a strungului, a motorului de antrenare, generatorului și circuitului de răcire se execută de la un tablou de comandă pe care sînt montate și aparatele de măsură și control al parametrilor instalației (caracteristicile curentului, turația axului strungului, temperatura de turnare, temperatura și densitatea electrolitului, caracteristicile fluidelor de ungere și răcire ale motorului de antrenare etc.). Automatizarea constituie un avantaj important al acestei metode.

Procedeul de turnare în electrolit se aplică în țara noastră la cuzineții motoarelor Diesel de putere mijlocie (120—450 CP), pentru diametre ale fusurilor arborilor cotiți de 85—150 mm, stratul antifricțiune fiind din bronz cu plumb sau cu staniu.

Datorită automatizării instalației, timpului de turnare foarte redus (3—5 min) și calității bune a stratului antifricțiune depus, perspectivele de extindere a acestei metode sînt foarte largi.

Schema instalației pentru turnarea centrifugală cu ax orizontal, cu încălzire prin flacără, este redată în figura 5. În interiorul carcasei cuzinetului *2* se introduc bucăți sau șpan de aliaj antifricțiune, împreună cu borax sau acid boric, pentru prevenirea oxidării. Carcasa se închide cu capace laterale și se introduce în mașină (strung sau ax antrenat de un motor electric), la exteriorul său fiind plasată carcasa izolatoare *1*, în vederea reducerii pierderilor de căldură. Se pune în funcțiune agregatul de antrenare și se amorsează arzătorul de gaze *4*, de tip oxiacetilenic. După atingerea temperaturii de regim se întrerupe încălzirea și se conectează circuitul de apă cu furtunul *3*, executîndu-se răcirea.

Turnarea centrifugală cu încălzire prin flacără se utilizează pe scară restrînsă, aflîndu-se încă în stadiul de experimentare.

Pentru turnarea centrifugală cu ax vertical (fig. 6), carcasa cuzinetului *2* este introdusă în baia *3* care conține aliaj antifricțiune în stare topită *4* și este antrenată în mișcare de rotație prin intermediul tijei *1*, avînd turația de 800—850 rot/min. În cazul utilizării bronzului cu plumb, temperatura de lucru este de circa 1 200°C.

După depunerea stratului antifricțiune sub acțiunea forței centrifuge, cuzinetul se introduce într-o baie de răcire. Răcirea se face, ca și la celelalte procedee de turnare, în timp ce cuzinetul se rotește pentru îndepărtarea peliculei de vapori și apă încălzită, care se formează în jurul lui, în scopul realizării unei mai eficiente transmiteri a căldurii.

Turnarea cu ax vertical prezintă dezavantajul că în timpul rotirii la turația de regim apare o mișcare de precesie, care face ca poziția tijei de antrenare să nu corespundă cu axul geometric al sistemului (fig. 7).

Datorită acestui fenomen, forța centrifugă în diferite puncte ale curbei descrisă de carcasa cuzinetului va fi diferită, și ca urmare, grosimea stratului antifricțiune depus va fi neuniformă. Fenomenul este dezavantajos, deoarece reclamă un consum ridicat de material antifricțiune și unele dificultăți în prelucrare. În plus, răcirea executîndu-se în condiții mai dificile, datorită scoaterii cuzinetului din baia de aliaj topit și introducerii în baia de răcire, calitatea stratului turnat va fi mai slabă și procentul de rebuturi, mai ridicat. Din această cauză procedeul nu este utilizat pe scară largă, fiind aplicat, în special, în unitățile de reparații auto, unde consumul specific de material antifricțiune și problema rebuturilor sînt mai puțin importante decît în cazul unei fabricații de serie.

În fabricația de serie a cuzineților pentru motoare de tractor se utilizează un procedeu rapid și eficient, în cadrul căruia carcasa cuzinetului introdusă într-un dispozitiv special este încălzită, pînă la temperatura de turnare, prin curenți de înaltă frecvență.

Depunerea stratului antifricțiune prin metalizare comportă încălzirea carcasei cuzinetului la temperatura de 250—300°C, pulverizarea cu un strat subțire de material antifricțiune în stare topită (în general compoziții pe bază de staniu) printr-un jet de gaz inert (azot sau bioxid de carbon) și răcirea violentă prin jeturi de apă pînă la 40°C.

Utilizarea acestui procedeu este justificată de numeroasele avantaje pe care le prezintă. Astfel, datorită vitezei mari de aplicare (200—300 m/s), energia cinetică a particulelor de metal topit se va transforma în energie termică, determinînd o bună difuzie a aliajului antifricțiune în oțel și o aderență corespunzătoare. Acest lucru permite reducerea turației cuzinetului de 1,2—1,5 ori față de turația necesară în cazul turnării centrifugale. De asemenea, pulverizarea aliajului printr-un jet de gaz inert asigură o atmosferă protectoare care înlătură oxidarea; prin reglarea parametrilor pulverizării (presiunea și temperatura jetului de gaz inert) se poate stabili o temperatură optimă a particulelor, la care acestea se combină în bune condiții cu materialul antifricțiune depus anterior, stratul obținut fiind omogen și uniform. Aceasta face ca metalizarea să rezolve cu succes problemele de recondiționare a cuzineților prin aplicarea pe stratul precedent a unor straturi succesive noi, fără a fi necesar să se îndepărteze complet stratul vechi. La fabricația și reparația lagărelor mari, avînd straturi antifricțiune de grosime mare, metalizarea permite realizarea unor economii însemnate de material antifricțiune prin depunerea aliajului în două straturi, utilizînd pentru stratul de contact cu cuzinetul aliaj de calitate inferioară, iar pentru stratul de lucru, aliaj de calitate superioară.

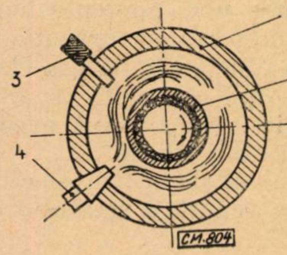


Fig. 5.

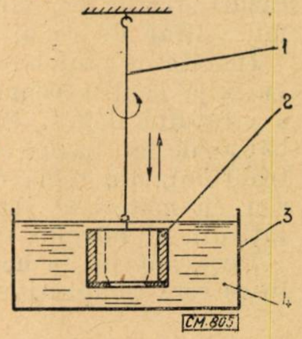


Fig. 6.

Procedeul este utilizat pe scară largă la fabricația de serie a cuzineților în U.R.S.S., Anglia, S.U.A. și alte țări. Datorită avantajelor specificate, metoda constituie o bază actuală de studiu pentru introducerea ei în construcția de cuzineți din țara noastră.

În fabricația de motoare din țara noastră se utilizează metoda de depunere electrolitică, executată peste depunerile de aliaj antifricțiune realizate prin procedeele expuse (cuzineți trimetalici). Grosimea straturilor depuse electrolitic este cuprinsă între 0,02—0,03 mm. Pentru depunere se utilizează, în general, plumbul.

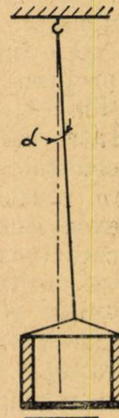


Fig. 7.

Depunerile electrolitice au ca scop principal protejarea stratului antifricțiune de bază contra coroziunii provocată de acizii conținuți în uleiuri. În plus, stratul de plumb îmbunătățește considerabil condițiile de frecare, iar în cazul motoarelor la care nu se poate realiza în fabricație o precizie suficient de ridicată în ceea ce privește alinierea lagărelor palier, acest strat are rolul de a ușura „acomodarea" liniei de paliere cu fusurile arborelui cotit. În aceste cazuri stratul de plumb electrolitic este denumit „strat de rodaj".

Înainte de plumbuire, cuzineții se decapează cu grijă pentru asigurarea unei aderențe bune a stratului depus. Plumbuirea se execută în băi acide sau bazice (în funcție de natura electrolitului) din tablă de oțel căptușită în interior cu materiale plastice. Anozii sînt executați din plumb pur sau aliaj Pb-Sn.

Dezavantajul principal al depunerii electrolitice este compactitatea redusă a stratului de plumb în care apar zone cu pori, în special, în cazul straturilor subțiri.

Pentru înlăturarea acestui dezavantaj, peste stratul de plumb cu compactitate insuficientă se depune, tot electrolitic, un strat de indiu. Apoi cuzinetul se încălzește la o temperatură de 100—120°C, la care se produce o difuzie a indiului în plumb, obținîndu-se un strat compact.

Gama variată de motoare cu ardere internă construite în țara noastră și perspectivele largi de extindere reclamă o activitate susținută de cercetare, experimentare și introducere în tehnologiile de fabricație respective a celor mai avansate procedee de turnare a cuzineților, corespunzătoare condițiilor de execuție din uzinele constructoare de motoare.

CD 621.43 : 620.197

Metode de acoperire și protecție a pieselor motoarelor cu ardere internă

ANTON LEONTE

Coroziunea metalelor, ca fenomen general, are, în cazul motoarelor cu ardere internă, aspecte deosebite; cauza acestora este regimul termic ridicat și faptul că fluidul de răcire vine în contact cu mai multe materiale, ca, de exemplu, aluminiu, fontă, oțel etc.

Fenomenul care apare în spațiul de răcire este asemănător cu cel care se produce în pilele electrice și poartă denumirea de coroziune electrochimică. În teoria coroziunii metalelor sistemul astfel format poartă denumirea de sistem polimetalic sau de polielectrozi și este considerat ca o pilă galvanică cu mai mulți electrozi scurtcircuitați sau complet polarizați. În general, comportarea la coroziune a metalelor este o funcție directă de natura metalelor și de proprietățile lor caracteristice, cum și de condițiile exterioare de desfășurare a fenomenului. Între diferitele metale în contact printr-un electrolit se stabilesc diferențe de potențial, în sensul că unele au mai mulți electroni în exces în raport cu celelalte. Toate metalele sînt caracterizate sub acest aspect de potențialul lor electrochimic (tabela 1) definit prin suma dintre potențialul chimic și lucrul efectuat în sens invers forțelor cîmpului electric, respectiv variația energiei libere a sistemului cînd în el se introduce reversibil (în sensul trecerii de la o fază la alta), la T = const. și p = const., 1 mol de ioni sau electroni. În felul acesta, fenomenul complex sau combinat al coroziunii electrochimice este determinat în mod direct de proprietățile metalelor care vin în contact prin intermediul apei de răcire, un element important fiind temperatura ridicată a apei (60—85°C).

Desigur, o cauză care influențează coroziunea electrochimică este, pentru fiecare metal în parte, eterogenitatea determinată de starea suprafeței sau de structură. Starea suprafeței are un rol foarte important, deoarece ea este aceea care vine în contact cu mediul; rugozitatea, existența microfisurilor, rizurilor sau a altor defecte de suprafață constituie condiții favorabile pentru amorsarea fenomenului de coroziune sau pentru o viteză mai mare de propagare a acestuia. În ceea ce privește structura, cercetările experimentale au arătat că materialele cu granulație grosolană au o rezistență la coroziune mai scăzută decît cele cu granulație fină, de unde rezultă că starea tratată sau netratată a materialelor diferitelor piese constituie un factor determinant pentru efectul de coroziune.

Tabela 1

Metalul	Ioni (soluție)	Potențial electrochimic, V	Metalul	Ioni (soluție)	Potențial electrochimic. V
Magneziu	Mg^{2+}	−2,37	Staniu	Sn^{2+}	−0,14
Aluminiu	Al^{3+}	−1,66	Plumb	Pb^{2+}	−0,13
Zinc	Zn^{2+}	−0,76	Hidrogen	H^{+}	±0,00
Crom	Cr^{2+}	−0,74	Cupru	Cu^{2+}	+0,34
Fier	Fe^{2+}	−0,44	Cupru	Cu^{+}	+0,52
Cadmiu	Cd^{2+}	−0,40	Argint	Ag^{+}	+0,8
Cobalt	CO^{2+}	−0,277	Mercur	Hg^{2+}	+0,86
Nichel	Ni^{2+}	−0,25	Aur	Au^{3+}	+1,50

De asemenea, s-a constatat pe cale experimentală că şi eterogenităţi de altă natură decît cele arătate mai sus, cum sînt zonele cu tensiuni interne în metal, incluziunile de compuşi intermetalici, repartizarea neuniformă a temperaturii, discontinuitatea unor eventuale pelicule de oxizi sau săruri etc., au influenţă acceleratoare asupra coroziunii electrochimice.

Influenţa temperaturii asupra coroziunii electrochimice este prezentată în figura 1, panta curbei fiind în funcţie de aciditatea soluţiei.

Este interesant de reţinut că, în cazul coroziunii fierului în apă, creşterea temperaturii determină asupra diverşilor factori de coroziune acţiuni în sensuri opuse. Astfel, experienţele au confirmat că, în mod obişnuit, creşterea temperaturii accelerează procesele elementare de descărcare, difuziune şi convecţie; pe de altă parte însă micşorează solubilitatea oxigenului în apă (în cazul în care sistemul este deschis), oxigenul putînd să părăsească faza lichidă (fig. 2).

În figura 3 se prezintă dependenţa vitezei de coroziune a fierului în apă faţă de temperatură (*1* — în sistem închis; *2* — în sistem deschis).

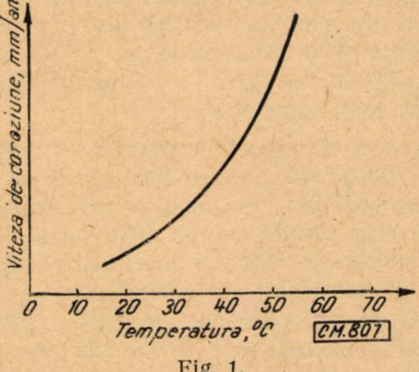


Fig. 1.

Se observă că, în cazul în care sistemul este deschis, viteza de coroziune trece printr-un maxim la circa 80°C. Cum la motoarele cu ardere internă temperatura de regim a apei de răcire este apropiată de această valoare, fenomenul se va desfăşura după curba *2*, avînd oarecum avantajul sistemului deschis.

Un fenomen asemănător, însă cu consecinţe mai puţin grave pentru funcţionarea motoarelor, este cel care se produce datorită agenţilor corosivi din uleiul de ungere, care, similar apei, scaldă un spaţiu compus din mai multe metale cu comportări electrochimice diferite. În acest caz efectul de coroziune are loc prin produşii de descompunere a lubrifianţilor, care pot să atace metalele din aliajele antifricţiune ale lagărelor sau din straturile de glisare depuse pe bronz.

Luînd în considerare fenomenul de coroziune electrochimică la nivelul ansamblului de piese ale motoarelor cu ardere internă, trebuie subliniat că, în condiţiile de funcţionare a acestora, o mare parte din piese sînt supuse, însăşi prin concepţia construcţiei, unui complex de acţiuni corosive, care duc la deteriorarea pieselor şi chiar la scoaterea lor din funcţiune.

Un alt fenomen de coroziune care apare în decursul exploatării motoarelor cu ardere internă este coroziunea chimică, provocată de acţiunea directă a lichidelor sau a gazelor active care vin în contact cu piesele. Mecanismul coroziunii chimice este mai simplu şi se desfăşoară prin formarea de pelicule de oxizi pe suprafeţele respective; la metalele feroase, procesul se continuă sub stratul de oxizi în adîncime, pînă la distrugerea totală a materialului, iar la cele neferoase stagnează, deoarece însuşi stratul de oxizi constituie o protecţie prin structura sa chimică.

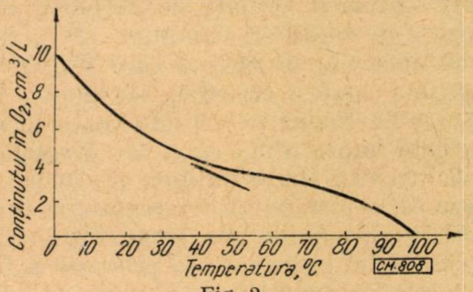


Fig. 2.

Efectul coroziunii chimice depinde în cea mai mare măsură de natura mediului corosiv, temperatură, durata de acţiune, viteza fluidului etc. Este deosebit de interesant fenomenul de cavitaţie constînd în coroziunea accentuată produsă de un jet de gaze sau lichid care loveşte suprafaţa unui metal.

O altă formă de coroziune, care apare îndeosebi la piesele unui motor, este coroziunea intercristalină. Fenomenul are loc la limita de separaţie a cristalelor oţelurilor inoxidabile cu structură de soluţii solide austenitice, la temperaturi între 350 şi 850°C. O asemenea situaţie poate să apară la piesele care formează antecamera, la difuzorul antecamerei etc. Dacă intensitatea acţiunii corosive a gazelor arse este mare sau dacă temperatura este foarte ridicată, aliajul se fărîmiţează în granule separate sau se

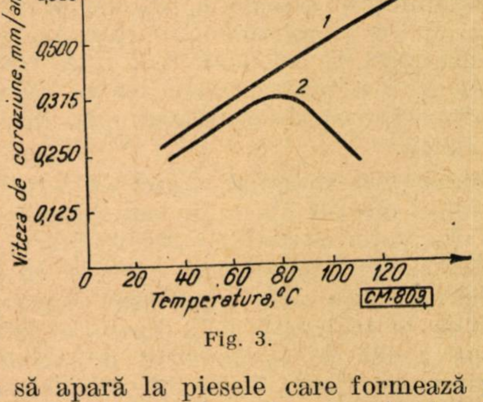


Fig. 3.

distruge în interior, pierzîndu-și total rezistența mecanică.

Cele trei forme de coroziune descrise apar la piesele de motor cu efecte la fel de dăunătoare. Astfel, coroziunea electrochimică apare la toate piesele care vin în contact cu lichidul de răcire (carter, chiulasă, cămăși de cilindru, elemente și bazine de radiator, conducte etc.), iar coroziunea chimică, la piesele care vin în contact cu gazele arse (pistoane, segmenți, supape, conducte de evacuare etc.) și la toate piesele din exteriorul motorului, care, în diverse împrejurări, vin în contact cu diferiți agenți corosivi.

Spre deosebire de alte agregate, la care fenomenul de coroziune are consecințe vizibile în timp la unele piese care se pretează a fi verificate periodic, protejate din nou sau înlocuite, la motoarele cu ardere internă deteriorarea sau distrugerea prin coroziune poate să aibă loc la piese cu importanță funcțională, fără însă să se vadă. De exemplu, fenomenul de perforare prin coroziune a cămășii de cilindru se poate produce treptat, fără ca în funcționarea motorului să apară ceva deosebit; deoarece verificarea cămășii necesită demontarea motorului, nu este posibilă întreruperea funcționării acestuia din timp. Formarea oxizilor are loc foarte activ în zonele cu defecte de turnare și se dezvoltă în adîncime pînă cînd grosimea peretelui cămășii ajunge atît de mică încît apa de răcire pătrunde în cilindru. Această situație poate cauza accidente grave, urmate de pagube mari și însoțite de scoaterea din funcțiune a unității pe o perioadă mare de timp. Ca un detaliu interesant trebuie reținut că la cămășile de cilindru apare fenomenul de cavitație în zona superioară, în locul în care apa vine în primul rînd în contact cu peretele cămășii.

De asemenea, spre deosebire de alte agregate, motoarele cu ardere internă au piese supuse simultan acțiunii de corodare și solicitărilor la oboseală. Această acțiune simultană este defavorabilă bunei comportări a pieselor. Astfel, pe suprafețele corodate, cu ciupituri, apar rețele de fisuri microscopice care au rolul de concentratori de tensiune; rezultă că rezistența la oboseală a pieselor metalice se micșorează cu cît acțiunea de corodare este de durată mai lungă.

Pentru determinarea vitezei de coroziune se pot folosi metode obișnuite sau speciale. Metodele obișnuite constau în cîntărire foarte exactă înainte și după menținerea probelor în diferite medii corosive; prin raportarea diferenței de greutate la suprafață și la durata expunerii se obține ,,indicele gravimetric de coroziune'', exprimat în gf/m^{2}h. Deoarece indicele gravimetric nu ține seamă de greutatea specifică a metalelor, deci nu scoate în evidență faptul că pentru aceeași cantitate de material corodat diferite metale își micșorează grosimea în proporții diferite, se folosește ,,indicele de penetrație'', care este un coeficient caracteristic al micșorării grosimii materialului, exprimat în mm/an.

În cadrul unei metode actuale pentru determinarea vitezei de coroziune, se folosesc izotopi radioactivi, avantajele principale constînd în durata de încercare scurtă și micșorarea erorilor de determinare. Această metodă nu dă însă posibilitatea măsurării fenomenului în mod direct pe piesele motorului în decursul funcționării, ci comportă executarea unei piese din materialul de încercat, de forma unei țevi cu grosimea peretelui de 0,5 mm, activată într-un reactor. Țeava iradiată se montează la capătul unei sonde introdusă în lichidul considerat corosiv; după 10 minute se scoate și se spală de 6 ori în apă distilată la 90°C. Apele de spălare se evaporă și, prin măsurarea radioactivității oxizilor rezultați, se determină cantitatea de metal oxidată.

Datorită specificului acestei metode și dificultăților de aplicare, se folosește în mod uzual metoda determinării indicelui gravimetric.

La motoarele cu ardere internă, la fiecare demontare se fac constatări amănunțite pentru revizie; datorită necesității de funcționare cu un coeficient de siguranță mare se înlocuiesc toate piesele la care se observă deteriorări produse prin coroziune.

În cele ce urmează se prezintă unele metode uzuale de protecție împotriva coroziunii pieselor motoarelor cu ardere internă. Aceste metode sînt condiționate de natura materialului piesei și de natura mediului corosiv, respectiv de tipul de coroziune care se produce.

De exemplu, zincarea bazinelor de radiator se caracterizează prin dimensiunile mari ale bazinelor, cum și prin faptul că acestea trebuie zincate numai la interior. Din această cauză metoda de zincare prin imersiune nu este satisfăcătoare datorită atît consumului mare de zinc, cît și acoperirii cu un strat prea gros de zinc pe toate suprafețele și îndeosebi pe filete. O metodă nouă, care elimină aceste neajunsuri, comportă folosirea zincării electrolitice, baia fiind însuși bazinul închis la unul din capete. Se folosește electrolit pe bază de oxid de zinc. În interiorul bazinului se introduce un anod din tablă de zinc care urmărește conturul bazinului. Această metodă permite depunerea uniformă și aderentă a unui strat de zinc de circa 0,025 mm numai pe suprafețele interioare. O metodă asemănătoare este zincarea cămășilor de cilindru, care se execută cu anod circular confecționat din benzi (fig. 4). Conform datelor din literatură, protecția prin zincare a cămășilor de cilindru nu are o eficiență prea mare, deoarece zincul este corodat electrochimic destul de ușor.

Din această cauză s-a introdus procedeul de metalizare cu aluminiu. Stratul de aluminiu este aplicat prin pulverizare, procesul tehnologic comportînd două operații.

Prima operație constă în pregătirea suprafeței, realizată într-un agregat de sablare cu nisip sau cu alice metalice. Această operație trebuie executată deosebit de îngrijit, astfel încît să se îndepărteze de pe întreaga suprafață orice urme de oxizi, grăsimi sau alte substanțe străine provenite din transport sau depozitare. În acest scop, jetul de aer și nisip sau alice trebuie îndreptat perpendicular pe suprafața piesei și deplasat uniform pe toată lungimea; după sablare, piesa este suflată cu aer comprimat pentru îndepărtarea prafului.

A doua operație, metalizarea, se efectuează în două etape: se pulverizează un strat foarte fin de zinc gros de 2—4 μm și apoi se aplică stratul de aluminiu gros de 0,1—0,2 μm. Durata dintre sablare și metalizare trebuie să fie foarte scurtă, iar piesele nu trebuie să fie deplasate sau atinse cu mîna, evitîndu-se astfel impurificarea suprafețelor, fapt care ar putea împiedica aderența stratului aplicat. Caracteristicile stratului sînt: grosimea, măsurată cu micrometrul prin diferență sau direct cu elcometrul; aderența, măsurată prin zgîrierea în careuri pînă la metalul de bază și încercarea de desprindere a materialului depus; granulația, măsurată cu lupa gradată, și porozitatea, măsurată cu hîrtia de filtru. Este de remarcat faptul că cele patru caracteristici ale stratului sînt dependente între ele; valorile lor se realizează prin reglajul îngrijit al procesului de metalizare, respectiv prin stabilirea mărimilor corespunzătoare ale debitului de oxigen și de acetilenă, vitezei de înaintare a sîrmei, distanței față de piesă, unghiului jetului etc. Metalizarea se execută cu un aparat care funcționează cu gaze sau cu arc electric, materialul de acoperire fiind sîrmă, deplasată în locul degajării de căldură cu o mică turbină care funcționează cu aer comprimat.

O nouă metodă de protecție este oxidarea anodică dură (eloxarea), aplicată părții superioare a pistoanelor (fig. 5), care vine în contact cu gazele arse și suferă acțiunea de coroziune a acestora. S-a constatat că peliculele de oxizi groase de 60—100 μm depuse pe cale anodică au proprietăți remarcabile: duritatea ridicată (30 HRC), capacitatea înaltă de izolare termică, de reținere a uleiului, rezistență superioară la temperaturi mari, la coroziune și la uzura abrazivă.

Aceste proprietăți sînt corespunzătoare condițiilor de funcționare a pistoanelor, astfel încît rezultatele obținute sînt foarte bune.

Peliculele de oxizi, deși fragile, sînt legate organic de metalul de bază, astfel încît chiar în cazul deformațiilor mari nu se desprind, cu toate că se pot fisura. Peliculele au o compoziție apropiată de oxidul anhidru de aluminiu în stratul interior și de monohidratul oxidului de aluminiu, în stratul exterior. Rezistența la temperaturi înalte a peliculelor se explică prin prezența oxidului de aluminiu, care are calități refractare superioare în comparație cu metalul de bază.

Electrolitul folosit pentru oxidarea anodică este acid sulfuric 10%, la temperatura maximă de 10°C; curentul folosit este de 250 A/dm^2, iar durata eloxării de 30—40 min.

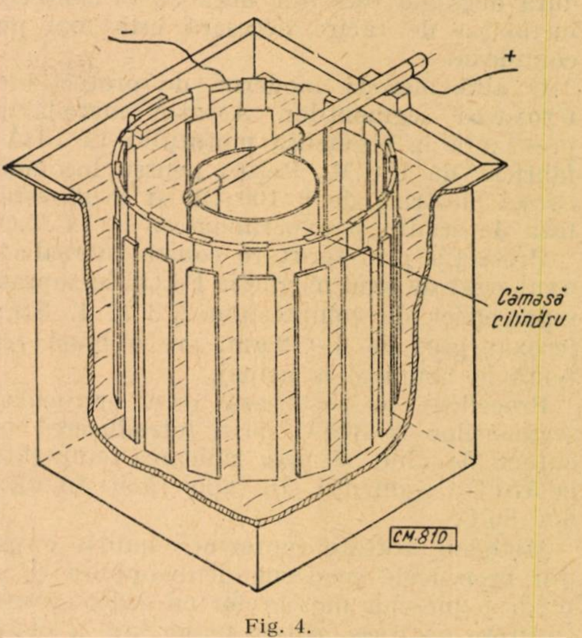


Fig. 4.

Este important de reținut că procesul de oxidare anodică se realizează cu degajări mari de căldură; de aici rezultă necesitatea răcirii electrolitului la temperaturi în jurul a 0°C, cunoscînd că temperatura scăzută conferă proprietăți ridicate stratului. Astfel, s-a constatat că la temperaturi pozitive ale electrolitului, peliculele obținute au o grosime mai mică și sînt mai poroase, și invers, în cazul trecerii prin anod a aceleiași cantități de electricitate. În consecință, în cazul unei răciri insuficient de intense a electrolitului, se creează în zona de formare a peliculei anodice condiții care favorizează procesul de dizolvare a oxizilor; datorită acestui fapt, porozitatea peliculei crește, iar duritatea și rezistența ei la uzură scad. Nu este rațional însă să se execute oxidarea la temperaturi sub 5°C, deoarece aceasta complică foarte mult instalațiile, în afară de faptul că grosimea peliculei crește foarte încet.

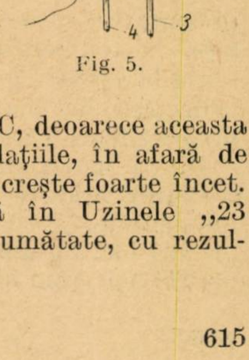


Fig. 5.

Metoda aceasta se aplică în Uzinele „23 August" de aproape 1 an și jumătate, cu rezultate bune.

O contribuţie importantă la îmbunătăţirea caracteristicilor stratului eloxat o are suprapunerea curentului alternativ în proporţie de 1 : 4 peste cel continuu în timpul efectuării procesului; prin aceasta se obţin o duritate şi o grosime de strat mai mari. Pe de altă parte, datorită scăderii tensiunii, cantitatea de căldură degajată este mai mică şi, în consecinţă, instalaţia de răcire necesară este mai puţin complexă.

O altă metodă modernă de protecţie este feroxarea segmenţilor. Această metodă este prevăzută la segmenţii motorului 12 LDA 28 fabricat de U.C.M. Reşiţa pentru locomotiva Diesel electrică de 2 100 CP şi se găseşte în faza de studiu şi experimentare la I.C.T.C.M.

Protecţia prin feroxare constă în realizarea unui strat de oxid magnetic Fe_3O_4, la suprafaţa segmenţilor de compresiune 2, 3 şi 4. Stratul feroxat, gros de 6—12 μm, are o bună rezistenţă la uzură şi la gripaj.

Procedeul se realizează prin preîncălzirea segmenţilor la 370°C, prin introducerea unui curent de abur şi prin ridicarea temperaturii la 570°C; segmenţii sînt apoi răciţi în ulei la 60—80°C.

Metodele arătate reprezintă numai o parte din procedeele moderne de acoperire şi protecţie a pieselor motoarelor cu ardere internă. În afara acestora, marea majoritate a pieselor se protejază în mod obişnuit prin cadmiere, fosfatare, cuprare, vopsire etc.

Toate aceste metode de protecţie pot fi socotite ca directe, întrucît se aplică pieselor care, în contact cu diferite medii corosive, lichide sau gazoase, suferă fenomenul de coroziune.

Cu efecte asemănătoare sau în orice caz corespunzătoare se aplică şi unele metode indirecte ca, de exemplu, micşorarea sau împiedicarea acţiunii mediului corosiv sau introducerea în ansamblu a unor piese speciale care se corodează înaintea pieselor motorului.

Prima metodă constă în introducerea unor inhibitori în lichidul de răcire, cum sînt: trietanolamina, mercaptobenztiazol-sodiul, benzoatul de sodiu, boraxul sau uleiul solubil. Rolul inhibitorilor este de a schimba valoarea *p*H a soluţiei, prin micşorarea conţinutului de acizi, şi de a forma o peliculă de protecţie foarte fină pe suprafaţa pieselor.

În ce priveşte introducerea pieselor speciale, aceasta se realizează prin montarea unor dopuri cu miez de Zn sau Mg în pereţii pieselor scăldate de lichidul de răcire. Datorită potenţialului electrochimic respectiv, materialul acestor dopuri se corodează, împiedicînd în felul acesta coroziunea celorlalte piese importante ale motorului.

Din cele prezentate rezultă că fenomenele de coroziune apar la piesele motoarelor cu ardere internă sub forme complexe, buna comportare a pieselor depinzînd de modul cum au fost protejate. Reiese deci importanţa ce trebuie acordată metodelor de acoperire şi protecţie, cum şi avantajele economice deosebite ce se asigură prin aplicarea acestora, în sensul măririi siguranţei şi duratei de funcţionare în exploatare.

CZ 621.791.7 : 669.15 – 194.3 : 66.013.5

Cu privire la sudarea unor oţeluri feritice şi austenitice utilizate în industria chimică şi petrochimică

ILIE T. ECHIM

Dezvoltarea din ce în ce mai largă a industriei chimice şi petrochimice, îndeplinirea în mod satisfăcător a condiţiilor tehnice de o exigenţă crescîndă în construcţia de maşini şi utilaje, cum şi executarea instalaţiilor tehnologice pentru a satisface condiţii de vid înaintat sau presiuni de sute şi uneori de mii de atmosfere, la temperaturi înalte şi totodată rezistente la agenţi agresivi, sînt de neconceput fără utilizarea de materiale şi executarea de îmbinări sudate corespunzătoare.

Dintre materialele utilizate pe scară largă în scopurile arătate, oţelurile aliate, înalt aliate inoxidabile, anticorosive şi refractare ocupă primul loc. Se disting două grupe de oţeluri: oţeluri cu crom şi oţeluri cu crom-nichel.

Din punctul de vedere al structurii, prima grupă cuprinde, în general, oţeluri feritice, iar ultima, oţeluri austenitice.

Din punctul de vedere al sudabilităţii, ambele grupe pun probleme dificile, atît la alegerea electrozilor, a regimului de sudare şi a tratamentului termic înainte şi după procesul de sudare, cît mai ales în legătură cu pericolul de fisurare în locurile supuse influenţei termice sau chiar în cusătura sudată şi cu acţiunea de corodare intercristalină.

Pentru a putea înlătura o serie de neajunsuri este necesar să se analizeze mai amănunţit unele aspecte şi, în special, rolul carbonului şi al oxigenului în timpul procesului de sudare.

În general, oțelurile cu crom, folosite în mod curent în industria chimică, se pot împărți în trei categorii : oțeluri cu un conținut de crom pînă la 13%, cu sau fără alte adaosuri ; oțeluri cu pînă la 18% crom și oțeluri cu pînă la 25% crom.

Oțelurile cu 13% crom sînt oțeluri perlitice, călibile și magnetice. Dacă conținutul de carbon depășește 0,12%, structura lor devine dură și călirea produce dificultăți. Dacă se aplică o recoacere la 950 — 1 000°C, o călire în ulei și o revenire a îmbinării sudate la 600 — 750°C, fragilitatea se micșorează.

Sudarea acestor oțeluri se face fie cu electrozi cu înveliș bazic sau cu înveliș acid cu rutil, fie, în special, în mediu protector de argon cu sîrmă de adaos, avînd aceeași compoziție chimică ca materialul de bază ; la sudarea cu electrozi înveliți se pot utiliza electrozii crom-nichel 18/8 sau 23/20.

Oțelurile cu 18% crom sînt necălibile și nemagnetice, adică nu pot fi îmbunătățite prin operații termice. În consecință trebuie avută o deosebită grijă la sudarea acestora, aplicîndu-se o tehnologie de sudare care să limiteze influența temperaturilor ridicate, astfel încît fragilitatea să fie redusă la minimum posibil.

Oțelurile cu 25% crom sînt pur feritice și orice creștere a temperaturii are ca efect o mărire a granulației. În consecință, materialul devine fragil și foarte sensibil la coroziunea intercristalină în locurile influențate termic. În general, pentru obținerea unei îmbunătățiri, acestor oțeluri li se adaugă elemente de stabilizare (Ta, Nb).

Din grupa oțelurilor Cr-Ni austenitice cele mai răspîndite sînt oțelurile din categoria 18/8.

Pe șantierele Întreprinderii de construcții și montaje se utilizează pe scară largă, în instalațiile tehnologice, oțelurile inoxidabile, anticorosive și refractare, cunoscute sub denumirile : V2A, V4A, Hasteloy, Sicromal.

Aceste oțeluri, pe lîngă faptul că au proprietăți mecanice foarte bune, sînt rezistente la coroziune.

În tabela 1 este arătată compoziția chimică a oțelurilor feritice și austenitice utilizate curent în instalațiile tehnologice din industria chimică și petrochimică.

Pentru a nu risca obținerea de fisuri în cordonul de sudură sau în zona influențată termic și apariția unei acțiuni de corodare intercristaline, este necesar ca tehnologia de sudare a acestor oțeluri — dacă nu este prevăzută de furnizor — să fie determinată în mod științific și să se aplice întocmai pe teren.

La activizarea tendinței de fisurare și corodare intercristalină, un rol important îl au carbonul și oxigenul.

Tabela 1

Nr. crt.	Denumirea	Tipul oțelului	C, %	Si, %	Mn, %	Cr, %	Mo, %	Ni, %	Ti, %	Altele	Structura
1	3 HK5	10 CrMo910	⩽0,15	0,15—0,2	0,40—0,60	2,0— 2,5	0,9 —1,1	—	—	—	ferito-perlitică
2	CV 18 W	10 CrSiMoV7	⩽0,12	0,15—0,50	0,34—0,75	1,6— 2,0	0,25—0,35	—	—	V=0,25—0,35	ferito-perlitică
3	CS65S	12 CrSiMo9	⩽0,15	1,0—1,3	⩽0,6	2,0—2,5	0,45—0,55	—	—	—	ferito-perlitică
4	Sicromal D	12 CrMo195	⩽0,15	0,3 —0,5	0,3—0,6	4,0—6,0	0,45—0,65	—	—	—	ferito-perlitică
5	Sicromal 85	×10 CrSi6	⩽0,12	2,0 —2,5	⩽1,0	5,5—6,5	—	—	—	—	—
6	V2A normal	12 CrNi188	⩽0,15	<1,0	<2,0	17,0—19,0	—	8,0—10,0	—	—	austenitică
7	V2A extra	10 CrNiTi189	⩽0,10	<1,0	<2,0	17,0—19,0	—	9,0—11,0	>5× %C	—	austenitică
8	V2A extra	10 CrNiNb189	⩽0,10	<1,0	<2,0	17,0—19,0	—	9,0—11,0	—	Nb—>8× %C	austenitică
9	V4A extra	10 CrNiMoTi1810	⩽0,10	<1,0	<2,0	16,5—18,5	2,0—2,5	10,5—12,5	>5× %C	—	austenitică

Este cunoscut că la oţelurile feritice, carbonul exercită totdeauna o mărire a tendinţei acestora la călirea în aer, favorizînd astfel acţiunea de fisurare; din această cauză se limitează conţinutul de carbon la 0,10—0,15%.

În general, oţelurile feritice se pot suda în condiţii mulţumitoare dacă li se aplică o preîncălzire înainte de sudare şi un tratament termic corespunzător, după sudare.

La oţelurile austenitice, tendinţa de fisurare este determinată, între altele, şi de solubilitatea carbonului în austenită.

Carbonul este stabil numai atunci cînd se găseşte sub limita de solubilitate, care este de 0,03%. În practică se ajunge pînă la 0,06%, peste care este necesar să se utilizeze elemente stabilizatoare, generatoare de carburi (Ti, Ta, Nb).

Toate oţelurile şi îndeosebi cele elaborate în cuptoare încălzite cu flacără dispun de un conţinut de oxigen care ajunge pînă la 0,03% din greutate, fie sub formă de oxizi de fier sau de alţi oxizi ai elementelor din compoziţia oţelului, ca siliciu, aluminiu etc., fie sub formă gazoasă (O_2).

În general, oxizii celorlalte elemente din oţel au o stabilitate mare şi apar în structura oţelului cu microincluziuni din perioada dezoxidării băii.

Oxizii de fier sînt însă foarte nestabili, schimbîndu-şi uşor structura. Astfel, oxidul feros sub 630°C se transformă treptat în oxid feric (Fe_2O_3), iar sub 530°C se transformă în oxid stabil (Fe_3O_4). Aceste transformări intercristaline ale oxizilor sînt însoţite şi de modificări volumetrice importante (transformarea $4FeO = Fe_3O_4 + Fe$ este însoţită de o mărire a volumului cu 10%). Această transformare a oxizilor are loc la o temperatură de 630 — 440°C, în funcţie de presiune, creşterea cristalelor de Fe_3O_4 avînd o influenţă defavorabilă asupra reţelei cristaline a oţelului.

Oxidul Fe_3O_4 se mai poate forma în oţel şi prin separare din soluţia suprasaturată, conform reacţiei $3Fe + 2O_2 = Fe_3O_4$ (modificările volumetrice sînt de patru ori mai mari decît în cazul reacţiei $3FeO + 1/2O_2 = Fe_3O_4$).

Oxizii produşi astfel în oţeluri deranjează în imediata lor vecinătate nu numai omogenitatea chimică a structurii, ci provoacă şi tensiuni intercristaline, din cauza coeficienţilor de dilatare diferiţi. Se aminteşte că aceste tensiuni ajung la temperatura ambiantă în fierul α pînă la circa 35 kgf/mm^2, iar în austenită, pînă la circa 90 kgf/mm^2; apare evidentă influenţa acestor tensiuni asupra fisurării şi, în mod special, asupra caracteristicilor mecanice.

Oxigenul este foarte dăunător nu numai oţelurilor ferito-perlitice, dar are o influenţă dăunătoare şi asupra oţelurilor bogat aliate anticorosive şi termorezistente austenitice.

Astfel, oţelurile inoxidabile, în anumite cazuri, corodează intercristalin, cu toate că au un conţinut de carbon în limita de solubilitate în austenită (sub 0,06%). Şi în acest caz, motivul corodării este oxigenul în exces; combinîndu-se cu cromul formează oxidul Cr_2O_3 care, sărăcind local în crom limitele grăunţilor, le îmbogăţeşte în Fe, determinînd astfel tendinţa de coroziune.

Alegerea procesului tehnologic de sudare. Avînd în vedere interacţiunile fizico-chimice menţionate este foarte important ca procesul tehnologic de sudare să fie ales astfel încît să asigure obţinerea unor îmbinări sudate corespunzătoare.

Procesul tehnologic de sudare trebuie să cuprindă în linii mari următoarele:

— indicarea procedeului de sudare;

— prescrierea electrozilor sau a materialului de adaos:

— indicarea operaţiilor pregătitoare aplicării procesului de sudare (felul teşiturii, curăţarea zonei sudurii, regimul de preîncălzire, de sudare, decaparea cu agenţi chimici adecvaţi etc.);

— tratamentul termic ulterior sudării.

Procedeul şi regimul de sudare. Oţelurile considerate se sudează cu procedee electrice, fie cu electrozi înveliţi, fie cu electrozi nefuzibili de wolfram sau fuzibili în mediu protector de gaz inert.

În ultima vreme se aplică din ce în ce mai mult procedeul manual cu electrod nefuzibil şi cel semiautomat sau automat cu electrod fuzibil, în mediu de argon. În mod special, la instalaţii de conducte şi recipiente, unde rădăcina sudurii nu este accesibilă şi este necesară o pătrundere uniformă, se indică în mod deosebit utilizarea acestui procedeu.

Pe şantierul Combinatului chimic din oraşul Victoria s-au executat şi sînt în curs de executare suduri la instalaţii de ţevărie din oţel anticorosiv V2A extra, V4A extra, de 3 şi 5 mm grosime (tabela 1 — poz. 7 şi 9), la care se aplică procedeul de sudare manual cu electrod nefuzibil de wolfram în mediu de argon.

Pentru conducte de V2A extra cu peretele de 3 mm se utilizează curent de sudare continuu de la un grup convertizor de sudură obişnuit, de 140—150 A; diametrul electrodului de wolfram de 2,4 mm; pistol de sudare fără răcire cu apă, cu diametrul ajutajului de 8 mm, consumul de argon de 5 l/min; diametrul sîrmei de adaos de 3 mm; viteza de sudare de 250 — 300 mm/min; electrodul de wolfram legat la polul negativ.

La conducta de V2A extra cu peretele de 5 mm se foloseşte curent continuu de la un grup convertizor de sudură obişnuit de 180—200 A; diametrul electrodului de wolfram de 3,2 mm; pistolul fără răcire cu apă pentru sudură cu intermitenţe şi cu răcire cu apă pentru sudură continuă, cu diametrul ajutajului de 12 mm; consumul de argon 6 l/min; diametrul sîrmei de adaos 4 mm și aceeași compoziție chimică; viteza de sudare 200—240 mm/min.

La astfel de grosimi, cusăturile cap la cap se execută fără prelucrare în I, dintr-o singură trecere.

La îmbinările sudate cu procedeul și regimurile menționate, examenul defectoscopic cu radiații gama nu a indicat nici un defect, iar probele mecanice au dat următoarele rezultate:

— material de bază — $\sigma_r = 60{,}4$ kgf/mm², $\alpha° = 180$;

— V2A extra 3 mm — $\sigma_r = 64{,}5$ kgf/mm², $\alpha° = 118$;

— $\sigma_r = 65{,}0$ kgf/mm², $\alpha° = 120$;

— V2A extra 5 mm — $\sigma_r = 62{,}0$ kgf/mm², $\alpha° = 110$;

$\sigma_r = 65{,}5$ kgf/mm², $\alpha° = 115$.

Locul ruperii pentru unele epruvete a fost prin zonă, și la altele prin material.

Electrozii sau sîrma de adaos. Alegerea electrozilor în cazul aplicării procedeului de sudare cu electrozi înveliți sau a sîrmei de adaos în cazul aplicării unuia dintre procedeele de sudare în mediu de argon, reprezintă una dintre problemele importante ale procesului de sudare.

În general, pentru astfel de oțeluri uzina furnizoare indică și electrozii sau sîrma de adaos care trebuie utilizată în vederea obținerii de îmbinări sudate corespunzătoare.

În principiu, la oțelurile crom și crom-nichel pentru obținerea de suduri omogene se recomandă materiale de adaos de aceeași compoziție chimică cu a materialului de bază.

La îmbinări sudate eterogene, atunci cînd este cazul, materialul de adaos trebuie să corespundă, în ce privește conținutul de crom, cu oțelul mai slab aliat.

La oțelurile feritice, în general, nu se recomandă să se utilizeze electrozi austenitici, deoarece instalațiile din acest material, funcționînd la temperaturi ridicate, ar putea provoca, între cusătura sudată și materialul de bază, datorită coeficienților de dilatare diferiți, tensiuni interne suplimentare care ar putea duce ușor la fisurări și crăpături.

În tabela 2 se arată materialele de adaos corespunzătoare pentru unele oțeluri din tabela 1, indicîndu-se totodată compoziția chimică a electrozilor și tratamentul corespunzător. Indicațiile corespund lucrărilor realizate pe șantierele M.I.P.C.

În cazul cînd se execută îmbinări sudate și nu se dispune de indicații în ce privește tipul de electrod sau sîrma de adaos ce se poate utiliza, alegerea materialului de adaos, mai ales în cadrul șantierelor, este dificilă.

În general, la piese sau instalații unde tratamentul termic nu este posibil din anumite motive, se recomandă întrebuințarea electrozilor austenitici care au o bună alungire, micșorînd astfel tensiunile datorită contracției. Aceasta însă numai în cazul cînd, datorită diluării, nu se modifică conținuturile alfagene și gamagene, care pot provoca uneori o structură martensitică foarte fragilă.

Acest fapt se poate controla ușor pe diagrama Schäfler (fig. 1).

Avînd de sudat, de exemplu, un oțel V2A normal (tabelele 1 și 2) se transpune pe diagramă, în *A*, punctul care reprezintă materialul de bază; în *B*, punctul care reprezintă electrodul E 23/20 și în *C* cel care reprezintă electrodul E 18/8. Liniile de diluare *BA* și *CA* indică structurile posibile și cuprind neapărat punctul care dă compoziția metalului depus, după gradul de diluare sau de pătrundere.

Din diagramă se constată că electrodul E 23/20 depus pe oțelul V2A extra păstrează o structură austenitică înîntregime pînă la o diluare de circa 70%, pe cînd depunerea electrodului E 18/8 este înîntregime austenito-martensitică; reiese că primul electrod este cel mai indicat.

Pe șantierele Intreprinderii de construcții și montaje, utilizarea celui mai indicat tip de electrozi, atunci cînd lipsesc indicații precise, se verifică atît prin transpunerea pe diagrama Schäfler, cît și prin aplicarea metodei ing. Luty (Brown-Bovery). În general, se verifică prin ambele metode: se taie cîteva plăcuțe din materialul de bază; se strîng pachet, după care pachetul se găurește la mijloc și se strînge cu un șurub. Apoi, la freză sau raboteză, se execută pe fețele compuse din grosimea plăcuțelor, în sensul perpendicular pe planul acestora, o serie de renuri.

În fiecare renură se depune un strat de sudură cu un electrod dintre cei aleși pentru sudare, după care se polizează partea bombată a cusăturii pînă ce ajunge la același nivel cu plăcuțele.

După aceasta, cu ajutorul unei lupe, se examinează foarte atent sudurile și dacă se observă în locurile de trecere de la o placă la alta amorse de fisuri, rezultă că electrodul nu este corespunzător.

În cazul descris, deși depunerile ambilor electrozi nu au prezentat amorse de fisuri, totuși este indicat electrodul E 23/20, care prezintă avantaje structurale conform controlului diluării pe diagrama Schäfler.

Operații pregătitoare. Pregătirea lucrului pentru începerea procesului de sudare este de o importanță covîrșitoare, în vederea obținerii de îmbinări sudate de calitate.

Tabela 2

Materialul de bază		Tipul materialului de adaos recomandat de fabrică		Compoziția chimică a mate		
denumirea	tipul oțelului	la sudarea în mediu de gaz inert	la sudarea cu electrozi înveliți	C, %	Si, %	Mn, %
3 HK5	10 CrMo910	A3HK5	E3H5	⩽0,12	0,15—0,50	0,40—0,60
CV 10W	10 CrSiMoV7	ACS65	EC 365	⩽0,15	0,9—1,20	0,35—0,75
CS 65 S	12 CrSiMo9	ACS65 AD	ECS65 ED	0,17—0,23	1,0—1,3	⩽0,60
Sicromal D	12 CrMo195	A23/20	E23/20	⩽0,15	⩽1,5	<2,5
Sicromal 85	×10CrSi6	A9	E9	⩽0,10	⩽1,5	<1,5
V2A normal	12 CrNi 188	A18/8	E18/8	⩽0,10	⩽2,0	<1,5
V2A extra	10 CrNiTi189	A18/8 S	E18/8S	⩽0,10	⩽2,0	<1,5
V2A extra	10 CrNiNb 189	A18/8 S	E18/8 S	⩽0,10	⩽2,0	⩽1,5
V2A extra	10 CrNiMoTi 1810	A18/8 MS	E18/8 MS	⩽0,10	⩽2,0	⩽1,5

În general, pregătirea lucrului înainte de începerea procesului de sudare trebuie să cuprindă:

— curățarea zonei de sudare și a fiecărui strat de sudură depus, cu perii de sîrmă sau prin polizare, pînă la luciu metalic;

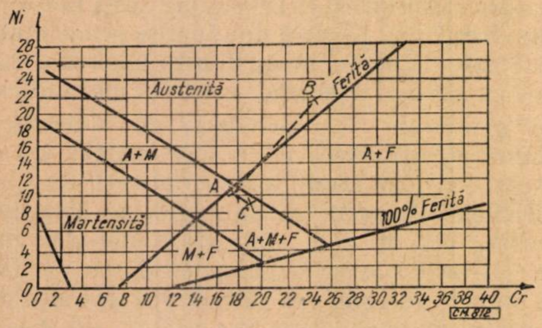


Fig. 1.

— decaparea zonei de sudare cu agenți chimici adecvați, indicîndu-se totodată compoziția chimică și rețeta de preparare a acestora;

— indicarea procedeului și regimului de sudare;

— măsuri de tehnica securității etc.

Pe șantierele Intreprinderii de construcții și montaje, la sudarea oțelurilor indicate în tabela 1 s-au obținut, cu procedeul manual de sudare cu electrod nefuzibil de wolfram (la polul negativ) în mediu de argon, îmbinări sudate de bună calitate, aplicîndu-se regimurile de sudare din tabela 3.

Tratamentul termic. În succesiunea fazelor de operații ale procesului tehnologic pentru executarea unei îmbinări sudate de calitate, preîncălzirea corectă și aplicarea unui tratament termic ulterior corespunzător au o importanță deosebită.

În principiu, la aceste oțeluri, preîncălzirea se face la 200 pînă la maximum 400°C, în funcție de conținutul de crom și grosimea materialului, după care se poate începe procesul de sudare propriu-zis, în timpul căruia temperatura nu trebuie să scadă sub cea de preîncălzire (tabela 2).

Tratamentul termic ulterior trebuie aplicat imediat după terminarea procesului de sudare, deoarece materialul, atît în cusătură, cît și în zona influențată termic, poate căpăta după sudare o duritate mai mare decît înaintea sudării.

Tratamentul termic ulterior constă, în general, într-o recoacere și o revenire, importantă fiind respectarea temperaturii corecte de reve-

Tabela 3

Grosimea materialului, mm	Curentul, A	Diametrul electrodului de wolfram, mm	Diametrul ajutajului		Consum argon, l/min,	Diametrul sîrmei de adaos, mm	Viteza de sudare, mm/min
			pistol fără răcire tip ITEC—1, mm	pistol cu răcire tip ITEC—3, mm			
1,00	40—60	1,00	4 4—5	—	4	1,5	300—350
1,50	70—80	1,60	4—5	—	5	1,5	300
2,00	90—110	1,60	4—5—6	—	5	2	280—300
3,00	130—150	1,60—2,40	6—7—8	—	5	3	250—300
5,00	180—250	2,40—3,20	—	6—8	6	4	200—240
8,00	300—340	4—8	—	8—10	7	4—5	—*
12,00	350—450	4,80—6,40		10	7	5	—*

* Sudura se execută în două straturi.

Continuare tabela 2

rialului de adaos				Grosime material, mm	Tratamentul termic			
Cr, %	Mo, %	Ni, %	Altele		înainte de sudare	după sudare		
					°C	°C	durata, min	mediul de răcire
2,0– 2,5	0,9–1,1	–	–	>6	200–300	780–730	circa 20	aer
1,6– 2,0	0,25–0,35	–	V=0,25–0,35	>6	200–300	780–730	circa 30	aer
2,0– 2,5	0,45–0,55	–	–	>6	200–300	780–730	circa 45	aer
24,0–26,0	–	19,0–21,0	–	toate	250–350	750–700	30–60	aer
13,5–15,5	–	–	–	toate	100–300	800–750	30–45	aer
18,0–20,0	–	8,0–10,0	–	–	–	–	–	–
18,0–20,0	–	8,0–10,0	–	toate	–	1 050–1 000	10–20	apă
18,0–20,0	2,0–2,5	9,5–11,5	Nb12 %C	toate	–	1 070–1 020	10–20	apă
18,0–24,0	2,0–2,5	9,5–11,5	Nb12 %C	toate	–	1 100–1 050	10–20	apă

nire și a duratei acesteia; răcirea trebuie făcută în atmosferă liniștită, în cuptor sau prin acoperire cu materiale izolante (tabela 2).

Încălzirea se poate face prin inducție electrică sau cu ajutorul unor arzătoare circulare, cu ambele procedee putîndu-se evita supraîncălzirea locală (800°C), supraîncălzire care poate duce la formarea unor structuri noi de duritate mare.

Avînd în vedere importanța aplicării unui tratament termic corect, se recomandă ca pentru fiecare oțel în parte aplicarea acestuia să se facă în limitele prescrise de tehnologia sudării.

Respectînd prescripțiile, se pot obține îmbinări sudate de bună calitate atît pentru oțelurile feritice, cît și pentru cele austenitice.

Organizarea și economia producției

CZ 621: 338.062.172 : 338.063.42

Eficiența economică a asimilării de mașini noi în cazul fabricației de serie

ION STĂNCIOIU

Modul de apreciere a eficienței economice a asimilării de mașini noi care urmează a fi produse în serie este influențat de faptul dacă mașini de tipul respectiv s-au mai fabricat în țară, în producție de serie, sau nu. Înlocuirea tractorului IAR-23 cu KD-35 sau a acestuia cu U-650 se încadrează, de exemplu, în primul caz de asimilări. Punerea în fabricație de serie, pentru prima dată în țara noastră, a unor avioane pentru agricultură sau a unor mașini electronice de calculat se încadrează în cel de-al doilea caz.

Pentru oricare dintre cele două cazuri de asimilare, stabilirea eficienței economice necesită cîteva etape de aprecieri, și anume:

— se examinează comparativ caracteristicile tehnice (precizie, viteză, randament, greutate etc.) ale exemplarelor realizate de tehnica mondială în domeniul dat și se stabilesc pe această bază cele mai reușite exemplare (3–4) care corespund necesităților și pot fi executate în țară;

— se alege dintre acestea exemplarul optim, în scopul de a-l folosi ca ghid (model de referință) în proiectarea noului produs sau pentru a cumpăra licența de fabricație;

— se face justificarea economică a investiției.

Prima etapă se efectuează asemănător pentru ambele cazuri indicate. Cea de-a doua și cea de-a treia etapă diferă de la un caz la altul, datorită bazelor diferite de comparație. Pe cînd în primul caz baza de comparație o constituie datele tehnico-economice privitoare la mașina care se găsește în fabricație și care urmează a fi înlocuită, pentru cel de-al doilea caz baza de comparație o constituie datele referitoare la mașini importate, de aceeași eficiență în exploatare cu cea corespunzătoare pentru a fi asimilată.

În cele ce urmează se relatează modul de apreciere economică în cazul asimilări de mașini de tip și mărime încă nerealizate în țară în serie, pînă în momentul dat.

Pentru prima etapă a aprecierilor, pe baza documentaţiei tehnice existente, se alcătuiesc tabele comparative în care se înscriu tipurile maşinilor cunoscute şi firmele sau ţările producătoare, cum şi caracteristicile tehnice ale maşinilor respective. Acestea sînt în funcţie de tipul maşinilor. Ca exemplu se poate arăta că în cazul maşinilor-unelte de găurit în coordonate interesează: lăţimea, lungimea, cursa longitudinală şi transversală şi avansurile mesei, cursa păpuşii, diametrul pinolei, cursa pinolei, distanţa dintre masă şi extremitatea axului principal, distanţa dintre axul pinolei şi coloana maşinii, diametrul maxim de alezat, turaţia sculei (maximă, minimă, trepte), avansurile pinolei la găurire (maxim, minim, trepte), felul conului din axul principal, precizia garantată, puterea motorului de antrenare a sculei, puterea totală instalată, dimensiunile de gabarit, greutatea. Pe baza acestor caracteristici, a necesităţilor de prelucrare pe maşini în coordonate şi a posibilităţilor de executare se aleg exemplarele cele mai convenabile, care reprezintă tehnica cea mai avansată.

La a doua etapă, dintre cele 3—4 exemplare stabilite, se alege exemplarul optim, care poate deveni modelul principal de referinţă în proiectare sau pentru a cărui fabricaţie urmează să se obţină licenţa.

Fabricarea produsului în ţară, pe baza oricărui model de referinţă ales, necesită o anumită investiţie şi determină o anumită cheltuială de realizare şi de exploatare.

Potrivit criteriului eficienţei economice, şi anume acela al cheltuielilor de muncă socială cu care se satisface o anumită necesitate a societăţii, se consideră optimă acea variantă, în cazul de faţă acel model de maşină, care asigură o cheltuială minimă de muncă socială Y_i, concretizată în suma investiţiilor I_i a cheltuielilor anuale de producţie C_i şi de exploatare C_{e_i} a maşinilor, luate pe întregul interval de timp al termenului de recuperare normat t_n. Condiţia este exprimată de relaţia:

$$Y_i = I_i + (C_i + C_{e_i})\cdot t_n = \text{minim.} \qquad (1)$$

Se consideră, de exemplu, trei variante (modele) de maşini avînd acelaşi scop, caracterizate prin datele din tabela 1.

Tabela 1

Variante	Valori		
	I_i (lei)	C_i (lei/an)	C_{e_i} (lei/an)
1	$15\cdot10^6$	$2{,}6\cdot10^6$	$25\cdot10^6$
2	$20\cdot10^6$	$3{,}1\cdot10^6$	$21\cdot10^6$
3	$16\cdot10^6$	$2{,}7\cdot10^6$	$23\cdot10^6$

Apreciindu-le economicitatea, la un termen de recuperare normat de cinci ani ar rezulta următoarele valori ale consumului de muncă socială Y_i:

$$Y_1 = 15\cdot10^6 + (2{,}6\cdot10^6+25\cdot10^6)\,5=153\cdot10^6 \text{ lei};$$

$$Y_2 =20\cdot10^6+(3{,}1\cdot10^6+21\cdot10^6)5=140{,}5\cdot10^6 \text{ lei};$$

$$Y_3 = 16.10^6 + (2{,}7.10^6 +23.10^6)\,5=144{,}5.10^6 \text{ lei}.$$

Se observă că varianta optimă este varianta (modelul) 2, întrucît $Y_2 < Y_3 < Y_1$.

Precizia rezultatelor obţinute cu formula (1) depinde integral de corectitudinea cu care se stabilesc valorile I_i, C_i şi C_{e_i} în condiţiile S.T.E. Fără a se explica în mod amănunţit cum trebuie determinate valorile amintite, se fac cîteva precizări necesare în continuarea raţionamentelor.

Investiţiile I_i, în cazul asimilării de maşini noi, ca şi în cazul general, trebuie considerate la nivelul economiei naţionale, cu relaţia:

$$I = I_{cm} + I_{sid},$$

în care:

I_{cm} reprezintă investiţiile în uzinele constructoare de maşini care asimilează produsul şi care colaborează la executarea lui;

I_{sid} — investiţii în siderurgie pentru asimilarea unor noi materiale fără de care nu se poate construi noul produs.

La rîndul său:

$$I_{cm} = I_{pr} + I_{prot} + I_{SDV} + I_{util} + I_{lic} + I_{rec},$$

unde:

I_{pr} reprezintă costul proiectării;

I_{prot} — costul prototipului;

I_{SDV} — costul echipamentului tehnologic (scule, dispozitive, verificatoare);

I_{util} — costul unor utilaje noi care trebuie procurate, fără de care nu se poate face asimilarea;

I_{lic} — costul licenţei de fabricaţie a întregului produs sau a unor componente;

I_{rec} — costul lucrărilor de reconstrucţie a halelor şi drumurilor, dacă asimilarea noului produs impune aceasta.

Cheltuielile anuale de producţie a noilor maşini sînt date de relaţia:

$$C_i = N_i\cdot P_{e_i}, \qquad (2)$$

unde:

N_i reprezintă programul anual de producţie a noilor maşini, buc./an;

p_{e_i} — preţul de cost al unei maşini, lei/buc.

Cheltuielile anuale de exploatare a noilor maşini C_{e_i}, care reprezintă cheltuielile beneficiarului se pot calcula cu formula:

$$C_{e_i} = N_i \cdot p_{e_i}, \qquad (3)$$

în care:

N_i corespunde numărului de maşini care se fabrică şi se folosesc deci în exploatare, la beneficiar, anual, buc./an;

p_{e_i} — costul exploatării unei maşini pe an, lei/buc.

În formulele (2) şi (3) valoarea N_i s-a considerat pentru cazul în care programul de producţie a noilor maşini este constant în timp. Dacă programul de producţie variază de la un an la altul, înregistrînd o creştere liniară, trebuie să se considere în calcul o valoare medie a programului:

$$N_{m_i} = \frac{N_1 + N_{t_n}}{2}, \qquad (4)$$

unde:

N_1 reprezintă programul de producţie, în primul an;

N_{t_n} — numărul de maşini care se produc în ultimul an al termenului de recuperare normat t_n.

În acelaşi timp, creşterea volumului producţiei de la un an la altul determină scăderea preţului de cost. Aşadar, se impune a se lua în considerare în calcule un preţ de cost mediu p_{c_m}, calculat cu formula:

$$p_{c_m} = \frac{p_{c_1} + p_{c_{t_n}}}{2}, \qquad (5)$$

în care:

p_{c_1} reprezintă preţul de cost pe bucată la programul din primul an de fabricaţie şi

$p_{c_{t_n}}$ — preţul de cost pe bucată la programul anului de fabricaţie.

Preţul de cost $p_{c_{t_n}}$ poate fi stabilit din raportul de proporţionalitate:

$$\frac{p_{c_{t_n}}}{p_{c_1}} = \sqrt[4]{\frac{N_1}{N_{t_n}}},$$

rezultînd:

$$p_{c_{t_n}} = p_{c_1} \sqrt[4]{\frac{N_1}{N_{t_n}}}.$$

În etapa a treia a analizei se trece la justificarea economică a soluţiei alese prin calculul anterior.

Pentru aceasta se impun stabilirea cursului de revenire a produsului de asimilat şi a termenului de recuperare a investiţiei sau a coeficientului eficienţei economice şi compararea acestora cu mărimile normative corespunzătoare.

Cursul de revenire poate fi: curs de revenire brut şi curs de revenire net.

Cursul de revenire brut calculat C_b este dat de relaţia:

$$C_b = \frac{p_c}{p_{val}}, \qquad (6)$$

în care p_c reprezintă cheltuielile de producţie în ţară a noii maşini, lei/buc. şi p_{val} — costul maşinii importate, lei valută/buc.

Costul produselor în lei valută se determină pe baza parităţii valutare. Dacă, de exemplu, pe piaţa mondială, produsele în cauză au un preţ în dolari p_d, acesta se înmulţeşte cu echivalentul în lei valută e_v al unui dolar, stabilit pe baza parităţilor valutare ale dolarului v_d şi leului valută v_1, obţinîndu-se astfel costul produsului în lei valută:

$$p_{val} = p_d \cdot e_v.$$

Preţul în dolari sau în altă valută se stabileşte din oferte. La rîndul său, echivalentul valutar e_v, în cazul preţului exprimat în dolari, se stabileşte cu relaţia:

$$e_v = \frac{v_d}{v_1}.$$

Astfel, de exemplu, dacă paritatea valutară a dolarului este $v_d = 0{,}88632$ g aur fin şi a leului $v_1 = 0{,}14742$ g aur fin, rezultă echivalentul valutar al leului în raport cu dolarul $e_v = 6$ lei valută/dolar.

Privind prin prisma cursului de revenire brut, se consideră că asimilarea unui produs care nu s-a mai fabricat în ţară este justificată dacă se îndeplineşte condiţia:

$$C_b \leqslant C_{bn}, \qquad (7)$$

unde C_{bn} reprezintă cursul de revenire brut, normativ.

Din practica organizaţiilor noastre de comerţ exterior, cursul de revenire brut normativ—mediu—se consideră 3,33 lei/leu valută; pentru diferite genuri de maşini şi utilaje acest indicator poate avea valori diferite.

Pentru exemplificarea cifrică a stabilirii cursului de revenire brut se folosesc datele cuprinse în tabela 1, varianta 2 (varianta optimă dintre cele comparate).

Se consideră $C_2 = N_2 \cdot p_{c_2} = 310$ maşini/an. 10 000 lei/maşină $= 3{,}1.10^6$ lei/an; iar $p_{d_2} = 1\,000$ dolari. În acest caz cursul de revenire brut, calculat, este:

$$C_b = \frac{p_{c_2}}{p_{val_2}} = \frac{p_{c_2}}{p_{d_2} \cdot e_v} = \frac{10\,000}{1\,000 \cdot 6} = 1{,}66 \text{ lei/leu valută}.$$

Valoarea rezultată îndeplinește condiția (7) astfel:

$$C_b = 1{,}66 < C_{b_n} = 3{,}33^* .$$

Cursul de revenire brut trebuie să rezulte cît mai mic posibil, obținîndu-se prin aceasta o productivitate cît mai ridicată a muncii.

Cursul de revenire net derivă din cursul de revenire brut și se stabilește pe baza formulei (6), scăzînd atît de la numărătorul, cît și de la numitorul fracției costul elementelor (piese de mașini, subansambluri, aparate, materiale etc.), care pot constitui, separat, obiecte ale schimbului internațional. Relația de calcul al cursului de revenire net C_n este:

$$C_n = \frac{p_c - \Delta p_c}{p_{val} - \Delta p_{val}}, \qquad (8)$$

în care:

Δp_c reprezintă costul producției în țară a acelor organe de mașini, subansambluri, materiale care s-ar putea importa, lei/mașină;

Δp_{val} — costul în lei valută al acelorași organe de mașini, subansambluri, materiale, la prețul pieții internaționale, lei valută/mașină.

Stabilirea cursului de revenire net este de o mare importanță în proiectarea și asimilarea produselor noi. El se compară cu cursul de revenire brut:

$$C_n \lesseqgtr C_b .$$

Dacă $C_n < C_b$, cursul de revenire brut poate fi redus prin adoptarea unor măsuri, în primul rînd, în domeniul producției pieselor care constituie obiectul schimbului internațional.

Dacă $C_n > C_b$, cursul de revenire brut poate fi redus prin măsuri care se impun a fi adoptate, în primul rînd, în domeniul fabricației pieselor care nu constituie obiectul schimbului internațional.

Pentru exemplificarea modului de stabilire a cursului de revenire net și a raportului cu cursul de revenire brut se admite că din $p_c = 10\,000$ lei/mașină, fabricația în țară a unor piese, subansambluri și materiale care ar putea fi procurate din import ar costa $\Delta p_c = 2\,000$ lei/mașină, iar pe piața internațională acestea s-ar vinde cu $\Delta p_d = 100$ dolari.

În condițiile date, potrivit formulei (8), rezultă:

$$C_n = \frac{10\,000 - 2\,000}{1\,000 \cdot 6 - 100 \cdot 6} = 1{,}48 \text{ lei/leu valută,}$$

iar

$$C_n = 1{,}48 < C_b = 1{,}66.$$

Se conchide că producția în țară a pieselor, subansamblurilor și materialelor, care pot constitui obiectul schimbului internațional, se poate și trebuie perfecționată. Costul mai ridicat al fabricației acestor elemente în țară, comparativ cu realizarea restului mașinii, se poate demonstra prin stabilirea unui curs de revenire brut al lor, ca un curs de revenire parțial al mașinii:

$$\Delta C_b = \frac{2\,000}{100 \cdot 6} = 3{,}33 \text{ lei/leu valută.}$$

O altă concluzie însemnată care se desprinde din această situație este că importul momentan al unor elemente care pot constitui obiectul schimbului internațional (pînă la asimilarea perfecționată, de dorit cît mai rapidă, a producției lor interne) ar ridica eficiența economică a asimilării noului produs.

În alternativă, la o valoare $\Delta p'_d = 300$ dolari, rezultă:

$$C'_n = \frac{10\,000 - 2\,000}{1\,000 \cdot 6 - 300 \cdot 6} = 1{,}9 \text{ lei/leu valută,}$$

iar

$$C'_n = 1{,}9 > C_b = 1{,}66.$$

Cursul de revenire brut al elementelor care constituie obiectul schimbului internațional în cazul dat, rezultînd:

$$\Delta C'_b = \frac{2\,000}{300 \cdot 6} = 1{,}1 \text{ lei/leu valută,}$$

precizează că nivelul mai ridicat al cursului de revenire brut al întregii mașini ($C_b = 1{,}66$) este determinat de costul relativ mai ridicat al restului mașinii.

Oricare ar fi raportul cursului de revenire net față de cel brut, acesta avertizează că este necesară o documentare mai detaliată asupra soluțiilor care sînt adoptate în tehnica mondială, fie în fabricația elementelor care constituie obiectul schimbului internațional ($C_n < C_b$), fie în aceea a elementelor restului mașinii ($C_n > C_b$). În analiza economică a studiilor tehnico-economice, în cadrul consiliilor tehnico-științifice, indicațiile oferite de cursurile de revenire sînt de mare preț pentru orientarea în vederea îmbunătățirii studiilor respective.

Formarea unei imagini cît mai clare asupra eficienței economice a asimilării noii mașini necesită calcularea în continuare a termenului de recuperare t_r a investiției și a coeficientului eficienței economice ε.

Termenul de recuperare se calculează cu formula:

$$t_r = \frac{I}{E}, \qquad (9)$$

---

* S-a considerat că pentru genul dat de utilaje cursul de revenire brut, normativ, este egal cu cel mediu, normativ.

În care:

I reprezintă investiţia alocată, lei;
E — economia anuală care se realizează ca urmare a fabricării în ţară a maşinii în comparaţie cu importul, lei/an.

Coeficientul eficienţei economice ε, la rîndul său, rezultă ca mărime inversă a termenului de recuperare:

$$\varepsilon = \frac{1}{t_r} = \frac{E}{I}. \qquad (10)$$

Despre calculul investiţiei s-a relatat la etapa a doua.

Calculul economiei anuale se face prin diferenţa dintre cheltuielile pe care le-ar suporta economia naţională importînd maşinile de tipul şi dimensiunea respectivă şi cheltuielile necesare producerii lor în ţară, după formula:

$$E = N \cdot p_d \cdot e_v \cdot C_{b_n} - N \cdot p_e. \qquad (11)$$

Substituind (11) în (9) rezultă:

$$t_r = \frac{I}{N\,(p_d \cdot e_v \cdot C_{b_n} - p_c)}. \qquad (12)$$

Investiţia se consideră eficientă din punct de vedere economic, dacă se îndeplinesc condiţiile:

$$t_r \leqslant t_n; \quad \varepsilon \geqslant \varepsilon_n, \qquad (13)$$

în care:

t_n reprezintă termenul de recuperare normativ;
ε_n — coeficientul normativ al eficienţei economice, în lei economisiţi pe an, la un leu investit.

Cu ajutorul cifrelor utilizate în exemplificările anterioare se poate aprecia eficienţa economică a asimilării produsului nou prin prisma termenului de recuperare şi a coeficientului eficienţei economice, pentru varianta 2:

$$t_r = \frac{I_2}{E_2} = \frac{I_2}{N_2\,(p_{d_2} \cdot e_v \cdot C_{b_n} - p_{c_2})} =$$

$$= \frac{20.10}{310\,(1\,000 \cdot 6 \cdot 3{,}33 - 10\,000)} = 6{,}4 \text{ ani};$$

$$\varepsilon = \frac{1}{t_r} = \frac{1}{6{,}4} = 0{,}156 = 15{,}6\%.$$

Rezultă că investiţia de 20 mil. lei se recuperează în 6,4 ani, în condiţiile unei economii de 0,156 lei/an adusă de fiecare leu investit.

Potrivit relaţiilor (13), investiţia alocată s-ar justifica economic numai dacă $t_n \geqslant 6{,}4$ ani şi $\varepsilon_n \leqslant 0{,}156$.

În cazul asimilării de produse noi în întreprinderile existente, se consideră că termenele de recuperare normative trebuie să fie mai mici decît termenele de recuperare normative ale investiţiilor pentru construirea de întreprinderi şi uzine noi. Aceasta se motivează prin faptul că termenele de amortizare medii ale mijloacelor de muncă, în cazurile respective, sînt diferite: mai mici pentru utilaje şi echipamente tehnologice, în cazul asimilării produselor în întreprinderile existente, şi mai mari pentru clădiri, utilaje şi echipamente cerute în cazul construirii de noi obiective industriale. Totodată se precizează că termenele de recuperare normative sînt funcţie de genul maşinilor. În cazul unor maşini a căror fabricaţie nu se schimbă aşa uşor (turbine mari, locomotive, nave, vagoane ş.a.), termenele pot fi mai mari decît în cazul unor maşini şi aparate mici a căror fabricaţie se înlocuieşte mai des. Acesta este un aspect determinat de uzura morală care are o viteză de propagare diferită în diferite domenii ale tehnicii.

Potrivit exemplului dat şi raţionamentelor făcute, în cazul unei valori $t_n = 4$ ani şi $\varepsilon_n = 0{,}25$, investiţia pentru asimilarea noului produs n-ar mai fi justificată din punct de vedere economic. Aceasta nu înseamnă că trebuie să se renunţe la punerea în fabricaţie a noului produs, dacă interesele economiei naţionale o cer. Calculul termenului de recuperare sau al coeficientului eficienţei economice nu se face pentru excluderea hotărîrii de a pune noi produse în fabricaţie, ci în primul rînd pentru a avea o privire de ansamblu asupra economicităţii soluţiei proiectate şi a da posibilitatea proiectantului să ridice această economicitate. În cazul în care rezultă un termen de recuperare sau un coeficient al eficienţei economice insuficient de avantajos, proiectantul este dator să revizuiască proiectul, să caute noi soluţii prin care să reducă investiţia I sau preţul de cost al produsului p_e, fără a diminua calitatea produsului.

Cu cît trebuie redusă valoarea I sau p_e se stabileşte pe baza relaţiei (12). Înlocuind în aceasta valoarea t_r cu t_n, rezultă valoarea maxim admisă a investiţiei I_{max}, în condiţii de asigurare a eficienţei economice normative, cum şi valoarea maximă admisă a preţului de cost $p_{e_{max}}$. Astfel:

$$I_{max} = t_n \cdot N\,(p_d \cdot e_v \cdot C_{b_n} - p_c) \qquad (14)$$

şi

$$p_{e_{max}} = \frac{N \cdot t_n \cdot p_d \cdot e_v \cdot C_{b_n} - I}{N \cdot t_n}. \qquad (15)$$

Dacă pentru exemplul analizat anterior s-ar considera că $t_n = 4$ ani, atunci investiţia maximă ce s-ar putea aloca ar fi:

$I_{max} = 4.310\ (1\,000 \cdot 6 \cdot 3{,}33 - 10\,000) = 12{,}4 \cdot 10^6$ lei, iar preţul de cost maxim admis, în condiţia invariabilităţii celorlalte valori:

$$p_{e_{max}} = \frac{4 \cdot 310 \cdot 1\,000 \cdot 6 \cdot 3{,}33 - 20.10^6}{4 \cdot 310} \cong$$

$$\cong 4\,000 \text{ lei/maşină}.$$

Dacă investiția este diferențiată în componente, atunci, înlocuind I_{max} în (14) cu suma componentelor și făcînd unele din ele invariabile, se poate obține valoarea maximă a celorlalte, în condiții de asigurare a eficienței normative.

Formula (12) permite să se stabilească, de asemenea, programul de producție anual minim N_{min} pentru care s-ar justifica soluția dacă nu s-ar efectua modificări la investiții și preț de cost:

$$N_{min} = \frac{I}{t_n\,(p_d \cdot e_v C_{b_n} - p_c)}. \tag{16}$$

În cazul exemplului analizat, la un termen de recuperare $t_n = 4$ ani, investiția s-ar justifica la programul de producție:

$$N_{min} = \frac{20 \cdot 10^6}{4\,(1\,000 \cdot 6 \cdot 3{,}33 - 10\,000)} = 500 \text{ mașini/an.}$$

Principiul conducător în toate aprecierile tehnico-economice care trebuie efectuate în studiul tehnico-economic (S.T.E.) de asimilare a unei mașini noi și de analizare a S.T.E. în consiliile tehnico-științifice (C.T.S.), în etapa actuală, este însușirea de utilaje la cel mai înalt nivel al tehnicii mondiale și realizarea unei economii maxime a muncii sociale implicate de producerea și exploatarea lor.

Etapele de aprecieri propuse sînt concepute astfel încît să corespundă acestui deziderat. Recapitulînd, prima etapă dă posibilitatea ca din confruntarea performanțelor tuturor produselor similare cunoscute în tehnica mondială să se aleagă cîteva exemplare moderne, apropiate ca performanță. În etapa a doua, se alege dintre acestea utilajul care determină cel mai mic consum de muncă socială pentru producerea și exploatarea lui. La a treia etapă se apreciază eficiența economică a asimilării, în condițiile țării noastre, a produsului ales. Această etapă este strict necesară deoarece produsul ales ca optim dintre cele comparate este posibil să nu se justifice totuși economic în condițiile țării noastre. Calculul indicatorilor folosiți la această etapă trebuie să pună în evidență cît de eficientă este asimilarea și ce rezerve există pentru creșterea eficienței. Calculul cursului de revenire brut indică dacă prin asimilarea produsului în țară se realizează economii de muncă socială față de import. Calculul cursului de revenire net și compararea lui cu cel brut indică unde se află, în primul rînd, rezervele de amplificare a economiilor de muncă socială și cum trebuie puse în valoare. Calculul termenului de recuperare arată, la rîndul său, dacă economiile de muncă socială realizate sînt suficient de mari ca să se recupereze investiția într-un termen rezonabil, și ce condiții ar mai trebui îndeplinite pentru ca investiția să devină și mai rentabilă.

Prin înțelegerea și utilizarea metodologiei propuse, proiectantul de mașini noi este pus în posesia unui complex de indicatori care permit orientarea asupra nivelului eficienței economice a unei soluții proiectate și găsirea căilor de ridicare a acestei eficiențe.

Pentru tînărul inginer

CZ 621.793.71: 338.063.42

Eficacitatea tehnico-economică a metalizării prin pulverizare

LUCIA LAȘCU-SIMION și TRAIAN CIOBANU

Una dintre metodele moderne de producție, folosită pe scară largă în toate țările cu industrie dezvoltată, este metalizarea prin pulverizare.

Metalizarea prin pulverizare, procedeu al cărui principiu constă în aplicarea pe o suprafață, pregătită în mod corespunzător, a unui material pulverizat în stare topită, este cunoscută cadrelor tehnice din țara noastră și se aplică într-o serie de întreprinderi industriale.

În cele ce urmează vor fi arătate, succint, domeniile în care folosirea procedeului tehnologic de metalizare prin pulverizare are importante efecte tehnico-economice.

Recondiționarea organelor de mașini uzate constituie una dintre aplicațiile importante și mult răspîndite ale metalizării prin pulverizare fiind mai ieftină și mai rapidă decît alte metode: încărcarea prin sudură, cromarea etc., în multe cazuri, este singura metodă aplicabilă. În S.U.A. se consideră că costul recondiționării pieselor cu ajutorul metalizării prin pulverizare, în comparație cu alte metode cunoscute, este de 1 : 3,5, iar după datele obținute în U.R.S.S. s-a constatat că prețul de reparare, prin metalizare, a pieselor uzate reprezintă numai 9 pînă la 60% din prețul piesei noi.

Avantajele metalizării prin pulverizare, în cazul recondiționării pieselor uzate, se explică prin: simplitatea procedeului, posibilitatea unei reduceri considerabile a timpului necesar pentru reparații, micșorarea încărcării parcului de mașini-unelte ale unităților de reparații, posibilitatea recondiționării unor organe, fără demontarea mașinilor respective, ameliorarea calităților de exploatare a pieselor recondiționate etc.

Prin metalizare se pot recondiționa piese de formă și dimensiuni variate: arbori cotiți, axe, cilindri, pistoane din oțel, fontă sau aluminiu, axe cu came, axe planetare, fusuri, bolțuri, tacheți, blocuri de motoare termice, cartere etc.

Pe scară tot mai largă se utilizează recondiționarea prin metalizare a pieselor mașinilor-unelte ca: batiuri, coloane de mașini de găurit, lagăre pentru rulmenți etc.

O economie importantă de metal și manoperă se obține prin introducerea acestui procedeu, la repararea organelor de lucru ale turbinelor, compresoarelor, laminoarelor, utilajelor din industria materialelor de construcție, industria chimică, alimentară etc.

Literatura de specialitate în domeniul metalizării prin pulverizare precizează exemple de aplicare eficientă a procedeului de recondiționare a pieselor uzate. De exemplu, la o mină de cărbuni din Silezia a fost recondiționat un arbore lung de 4 m, în greutate de 3 t, de la un turbocompresor cu un debit de 20 000 m^3/h, consumîndu-se, pentru mărirea diametrului pe toată lungimea și redarea în exploatare a arborelui, numai 80 kg sîrmă de oțel aliat. În R.D.G., pentru realizarea axelor de acționare a șuruburilor și cilindrilor de calandru se foloseau oțeluri inoxidabile. În prezent, arborii se execută din oțel carbon St 50—11, metalizîndu-se cu oțel austenitic V-2A numai porțiunile active. Trebuie menționat că, în țările cu industrie dezvoltată, a început să se introducă, pe scară din ce în ce mai largă, metoda metalizării prin pulverizare a unor organe de mașini, încă din timpul fabricării, în scopul măririi durabilității mașinilor.

Recondiționarea pieselor cu defecte de turnare sau de prelucrare cu ajutorul metalizării prin pulverizare se folosește pe scară mare, în cele mai multe cazuri fiind singurul mijloc pentru a evita rebutarea piesei. În cazul reparării pieselor turnate, întrucît prin acest procedeu se obține numai acoperirea defectului respectiv, fără a-l îndepărta, se aplică numai pieselor a căror rezistență proprie este încă suficientă spre a putea face față condițiilor de exploatare. Respectîndu-se aceste condiții, procedeul se folosește la recondiționarea carterelor, chiulaselor, corpurilor de pompe și compresoare și, în general, a diferitelor corpuri și carcase turnate.

O mare parte din piesele turnate, rebutate după prelucrarea mecanică în urma descoperirii defectelor ascunse sau defectate în timpul exploatării datorită loviturilor, tratamentului termic greșit și tensiunilor interne remanente, cum și piesele prelucrate sub cotă, pot fi recuperate aplicîndu-se procedeul de metalizare prin pulverizare. Introducerea noului procedeu ca mijloc de remediere a defectelor de turnare sau de prelucrare s-a dovedit a fi un mijloc eficient, determinînd o micșorare considerabilă a procentului de rebut cu toate consecințele sale (economie de material, manoperă etc.).

Folosirea procedeului de metalizare prin pulverizare pentru obținerea acoperirilor antifricțiune duce la o economie însemnată de metale neferoase (Sn, Pb, Cu etc.) și la o creștere substanțială a rezistenței la uzură a suprafețelor în frecare. Capacitatea stratului de acoperire, realizat cu ajutorul acestui procedeu, de a absorbi în porii săi o cantitate mare de ulei (pînă la 10% din volumul metalului depus) asigură o bună ungere a pieselor în mișcare.

Compararea lagărelor turnate, cu cele acoperite prin pulverizare cu materiale antifricțiune, arată că ultimele sînt mult mai rezistente la uzură și au o durabilitate mai mare.

În figura 1 apar rezultatele încercării de durată a arborilor de oțel cu lagăre de compoziție, după întreruperea ungerii. Reiese evident avantajul metalizării (curba *2* — arbore metalizat și ulei normal; curba *3* — arbore metalizat și ulei grafitat) în raport cu arborele călit în mod obișnuit (curba *1*).

Solicitarea lagărelor metalizate poate fi de 3—4 ori mai mare decît solicitarea lagărelor nemetalizate dacă, în timpul exploatării, nu sînt șocuri.

Metoda metalizării prin pulverizare oferă posibilitatea obținerii aliajelor cu orice compoziție, a căror producere prin metoda obișnuită de turnare este imposibilă din cauza proprietăților diferite ale componentelor. Prin acest procedeu s-au obținut o serie de pseudoaliaje ca: Al-Pb, Cu-Pb, oțel-Pb etc., care au dat rezultate dintre cele mai bune în construcția lagărelor.

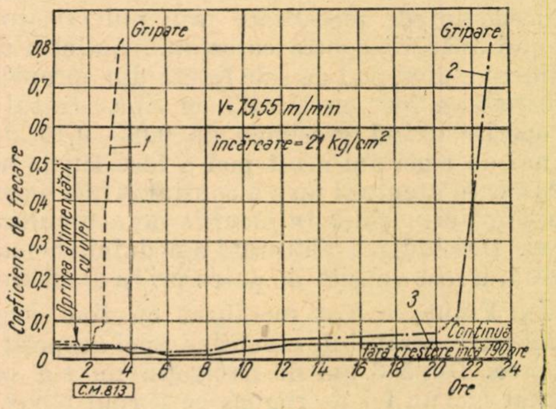


Fig. 1

Pentru lagărele care lucrează cu șocuri reduse se practică metalizarea suprafeței cu un strat de oțel cu conținut mic de carbon (0,05—0,15%C).

Pentru economisirea metalelor neferoase se poate realiza metalizarea lagărelor cu fontă cenușie care, depusă prin pulverizare, se caracterizează prin proprietăți antifricțiune superioare.

În U.R.S.S., după aplicarea la scară industrială a procedeului de metalizare prin pulverizare s-au putut trage următoarele concluzii: consumul de metale neferoase, la confecționarea lagărelor de alunecare, se reduce cu 70—80%, se poate înlocui cuprul și staniul cu metale mai ieftine (aluminiul și plumbul de a doua fuziune), costul de recondiționare a lagărelor uzate constituind 20—30% din costul lagărelor noi.

Metalizarea prin pulverizare este folosită și în alte scopuri. De exemplu, corodarea suprafețelor metalice provoacă anual pierderi importante de metal, distrugîndu-se în acest fel circa 30% din producția anuală de oțel. Fenomenul prezintă numeroase aspecte, dintre care cel mai frecvent este corodarea electrochimică și cazul special al acesteia, corodarea atmosferică. Produsul coroziunii poate fi un strat aderent și impermeabil care, odată format, se comportă ca un strat protector împiedicînd continuarea fenomenului, cum este de exemplu la zinc sau aluminiu. La fier și aliajele acestuia produsul coroziunii, rugina, este permeabil, lăsînd să treacă umiditatea și oxigenul la metalul de bază, a cărui corodare progresează neîncetat. Pentru protejarea suprafețelor metalice există numeroase procedee printre care, în ultimii ani, o deosebită extindere a luat-o metalizarea prin pulverizare. Cel mai des se protejează, în acest fel, oțelul, iar metalele folosite sînt aluminiul și zincul care conferă o protecție anodică.

Cîteva exemple sînt concludente în ce privește eficiența tehnico-economică a aplicării procedeului de metalizare prin pulverizare în scopul apărării contra coroziunii. Astfel o deschidere a unui pod de cale ferată din apropierea Moscovei a fost metalizată cu zinc, stratul de acoperire avînd grosimea de 0,05—0,10 mm. Timp de cinci ani acest pod a fost supus unei observații atente și nu s-a constatat nici o urmă de coroziune, chiar în locurile de acumulare a apei. Deschiderea alăturată a podului, nemetalizată, a fost vopsită de patru ori în acest timp.

În Franța a fost metalizat cu zinc corpul unei nave, stratul de zinc fiind apoi acoperit cu vopsea. După 3 ani de navigație nu s-a constatat nici un fel de rugină pe corpul navei. O conductă de la un cuptor rotativ, prin care treceau gaze cu o temperatură de circa 500°C, a fost metalizată cu aluminiu și apoi vopsită. În timp ce vopseaua obișnuită trebuia refăcută după fiecare patru luni, în cazul metalizării nu s-au constatat defecte nici după un an.

În general, în prezent se utilizează pe larg procedeul de metalizare prin pulverizare în practica mondială, pentru a apăra contra corodării construcții metalice din oțel, poduri, stîlpi, conducte, șasiuri pentru autovehicule, gazometre, apometre, garduri, porți, debarcadere, pontoane, nave, ecluze, instalații de docuri, rezervoare de toate tipurile etc.

Pentru asigurarea rezistenței la corodare a utilajelor care lucrează la temperaturi înalte, acestea se execută din oțeluri și fonte speciale, rezistente la temperaturi înalte, materiale deficitare și costisitoare. Prin folosirea acoperirii cu aluminiu pulverizat și tratarea termică ulterioară, la suprafața produselor din oțel carbon se poate crea un strat rezistent la temperaturi înalte, prin efectul de alitare (saturarea cu aluminiu a stratului superficial al piesei de oțel și formarea unei soluții solide de oțel și aluminiu, cu o concentrație de 32—35%Al). Alitarea mărește durabilitatea atît a oțelurilor carbon, cît și a oțelurilor aliate, care s-au dovedit insuficient de rezistente la temperatură înaltă și la acțiunea diverselor medii.

În S.U.A. se practică în mod obișnuit alitarea supapelor de motoare Diesel, în instalații speciale, cu o productivitate de 3 600 supape pe oră.

Metalizarea cu Cr-Ni, urmată de un strat de Al și un tratament termic corespunzător, conferă protecția la 1 200°C. Peste această temperatură se poate realiza protecția necesară cu un strat de cermenți (amestec de oxizi metalici, oxid de Al și metal-Ni), refractaritatea fiind dată de oxidul de aluminiu. Pentru cazuri speciale se aplică, în mod curent, protejarea cu oxizi de aluminiu, zirconiu sau magneziu (conducte de evacuare a gazelor la avioanele cu reacție).

În scopuri decorative se pot metaliza prin pulverizare cu bronz statui și monumente din ghips și piatră, fără a fi inferioare celor din bronz turnat, în ceea ce privește aspectul. Stîlpii și coloanele din beton ale clădirilor monumentale, sau diferite alte ornamente, se pot metaliza cu bronz sau oțel inoxidabil, obținîndu-se prin aceasta efecte deosebite.

La noi în țară un număr din ce în ce mai mare de uzine și întreprinderi aplică procedeul de metalizare prin pulverizare în mod industrial, obținînd rezultate tehnico-economice bune. Astfel, de exemplu, Uzinele „1 Mai" —Ploiești au obținut rezultate corespunzătoare, executînd lucrări de metalizare prin pulverizare pe scară industrială, în special de protejare anticorosivă. Din producția curentă a uzinei o serie de subansambluri (rezervoarele de apă pentru instalațiile petroliere, recipientele și carcasele pentru încălzire de aer etc.) au inclusă în tehnologia de fabricație metalizarea prin pulverizare, în scop anticorosiv. Alitarea cutiilor de cementare, folosite în cadrul uzinei, a determinat dublarea durabilității, iar metalizarea prin pulverizare a electrozilor de grafit pentru cuptoarele electrice a condus la reducerea consumului specific de electrozi. În afară de aceasta, după caz, se efectuează şi recondiţionări de piese uzate sau remedieri de rebuturi.

Printre lucrările mai importante, realizate în exterior, se menţionează metalizarea la interior a rezervoarelor de fenol de la Combinatul de cauciuc sintetic—Oneşti; metalizarea unor construcţii metalice şi rezervoare, cu o suprafaţă totală de circa 500 m², pentru Fabrica de băi şi radiatoare Bucureşti; metalizări cu Mo ale axelor pompelor de ulei de la motorul LDE; metalizarea unor vagonete de mină, a unor malaxoare, arbori cotiţi pentru pompe de noroi (fig. 2), construcţii metalice (Brazi) etc.

Procedeul de metalizare prin pulverizare este aplicat în cadrul multor întreprinderi din ţară. Astfel, Uzinele „23 August"—Bucureşti îl aplică pe scară largă şi în domenii variate, începînd de la recondiţionarea organelor uzate de maşini, pînă la protecţia suprafeţelor împotriva coroziunii. Numai într-un an, prin redarea în folosinţă a unor piese uzate şi prin remedierea rebuturilor, uzina a obţinut o economie de circa 1 000 000 lei (rotor pompă submersibilă, pistoane, prese hidraulice, diferiţi arbori, maşini-unelte etc.).

La Uzinele „Poiana"-Cîmpina, procedeul este utilizat încă din anul 1958 pentru recondiţionare de: arbori pompe răcire, arbori cu came, arbori planetari şi pentru cutii de viteze etc.

Atelierele centrale I.T.B. aplică procedeul de recondiţionare cu ajutorul metalizării prin pulverizare a osiilor de vagoane. Iniţial, acestea erau recondiţionate prin încărcare cu sudură electrică, ce avea inconvenientul unui volum mare de prelucrări mecanice ulterioare. În afară de aceasta, din cauza tensiunilor interne create în urma încărcării cu sudură, se rupeau lunar un număr de osii recondiţionate. În urma introducerii recondiţionării osiilor cu ajutorul metalizării prin pulverizare a scăzut volumul de prelucrări mecanice ulterioare, fiind suficientă numai o rectificare la cotă, iar numărul ruperilor de osii recondiţionate s-a redus de circa 10 ori.

În Franţa, U.R.S.S., R.S.C., S.U.A., Anglia etc. există unităţi care studiază şi se ocupă exclusiv de problema metalizării prin pulverizare, în scopul perfecţionării procedeului şi lărgirii gamei de aplicaţii. Necesitatea micşorării consumului de oţeluri speciale costisitoare şi de metale neferoase deficitare, a măririi durabilităţii organelor de maşini şi lupta împotriva corodării metalelor au dus la folosirea pe o scară largă a procedeului de acoperire a metalelor simple cu straturi subţiri de metale cu proprietăţi superioare.

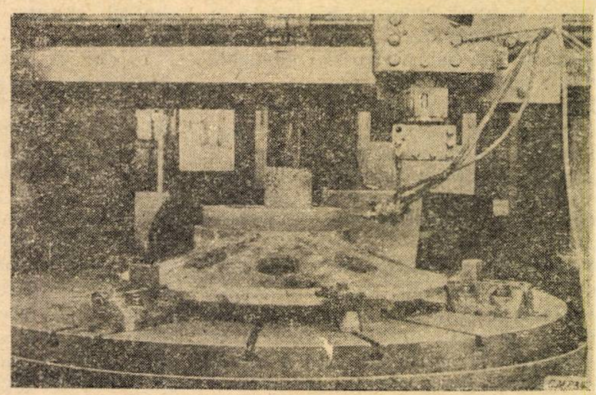


Fig. 2

Ritmul intens al dezvoltării construcţiei de maşini în ţara noastră şi extinderea relaţiilor comerciale cu alte ţări, asigurarea calităţii produselor atît din punctul de vedere al durabilităţii, cît şi al aspectului, duc la necesitatea introducerii pe scară cît mai largă a procedeului de metalizare prin pulverizare, care poate contribui în mod substanţial la rezolvarea acestor probleme.

Expoziţia realizărilor economiei naţionale a Republicii Populare Romîne

Au trecut 20 de ani de la eliberarea patriei noastre de sub jugul fascist. Ani de adînci transformări, care au schimbat din temelii întreaga înfăţişare a ţării. Astăzi, în pragul celui de-al treilea deceniu, Republica Populară Romînă se prezintă în plină înflorire, îmbrăcată în haina socialismului, pe care an de an poporul o îmbogăţeşte cu noi podoabe, făcînd-o mai frumoasă.

Expoziţia realizărilor economiei naţionale, prima expoziţie de acest gen din ţara noastră, oferă o grandioasă şi sugestivă imagine a Romîniei socialiste, ţară în plin progres, cu o economie complexă şi cu un ritm înalt de dezvoltare.

Prin modul ingenios şi variat de prezentare a realizărilor, expoziţia scoate cu deosebită tărie în evidenţă, printr-o suită de alegorii, puternica dezvoltare a economiei în ansamblul ei şi a diferitelor ramuri de producţie, precum şi legăturile dintre acestea în cadrul ansamblului armonios, unitar şi echilibrat al economiei naţionale.

În standurile din incinta expoziţiei, acoperită de cupola de sticlă şi metal, scăldată de razele soarelui şi de luminile de neon şi sub imensa boltă azurie a cerului, sînt înmănunchate sute de exponate, machete, panouri, grafice, fotografii, care înfăţişează principalele realizări ale muncii entuziaste a harnicului şi talentatului nostru popor, condus de partid.

Coloana inspirată după celebra sculptură a lui Brîncuşi, care simbolizează avîntul continuu al economiei noastre, este completată de gigantica roată dinţată care te întîmpină la intrarea în pavilionul central, simbol al industriei construcţiilor de maşini, pivotul industriei grele în opera de industrializare socialistă a ţării. Amplasarea ei în centrul pavilionului şi încadrarea ei de cele mai de seamă realizări ale industriei construcţiilor de maşini este o formă foarte sugestivă de redare a faptului că industria construcţiilor de maşini stă în centrul atenţiei partidului şi statului nostru.

Faptul că produsele industriei construcţiilor de maşini se întîlnesc în toate standurile expoziţiei şi aceasta în mod obiectiv subliniază cu tărie rolul acestei ramuri de bază a industriei grele la dezvoltarea întregii economii naţionale pe baza tehnicii avansate.

Expoziţia scoate în relief că sporirea însemnată a producţiei, care a avut loc în aceşti 20 de ani, nu reprezintă numai o simplă creştere cantitativă ci şi una calitativă şi structurală. O dată cu creşterea importantă a producţiei are loc şi o mărire a gamei sortimentelor, precum şi o continuă perfecţionare tehnică a produselor, în pas cu cele mai noi realizări pe plan mondial. În această privinţă, încă de la intrarea în expoziţie privirea este reţinută de cele peste 80 de maşini şi utilaje mari, în stare de funcţionare, şi de cele circa 700 de utilaje, maşini şi aparataje electrice, instrumente, scule, bunuri metalice de larg consum, realizate la nivelul tehnicii moderne, unele dintre ele avînd la bază concepţii originale, de certă valoare mondială. Fiind rodul muncii entuziaste a colectivelor de muncitori, ingineri şi tehnicieni din uzinele Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, exponatele reflectă talentul şi nivelul tehnic atins de cadrele noastre în anii regimului de democraţie populară, ca urmare a politicii consecvente a partidului de ridicare permanentă a nivelului profesional al acestora.

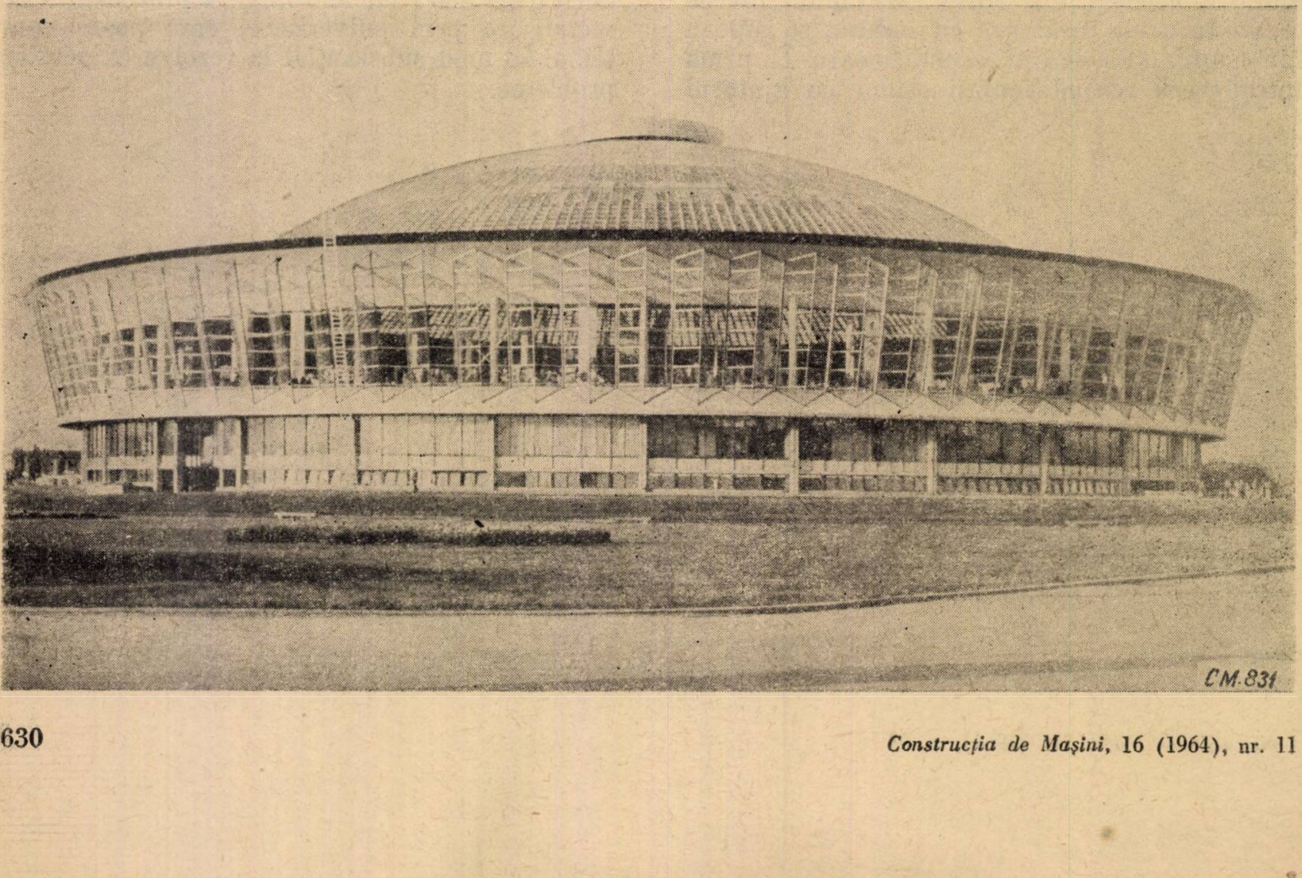
Bogăţia şi varietatea produselor care sînt prezentate în expoziţie sînt urmarea directă a creării unor subramuri noi industriale, inexistente în trecut, care s-au dezvoltat datorită efortului masiv de investiţii şi orientării acestuia spre dezvoltarea complexă, armonioasă şi echilibrată a economiei în ansamblul ei.

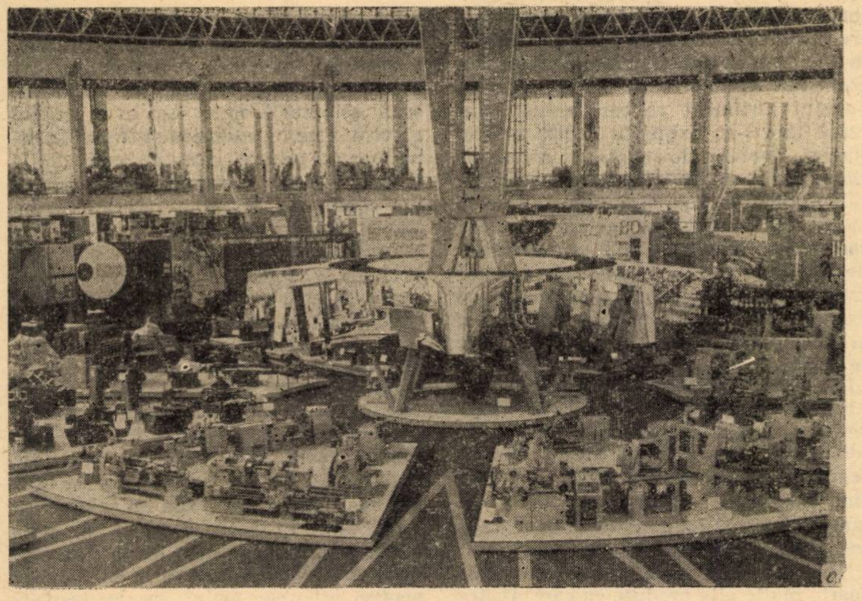
Exponatele scot în relief că Romînia socialistă dispune astăzi de uzine constructoare de autocamioane, tractoare şi maşini agricole, de utilaj petrolier, utilaj chimic şi de rafinării, de maşini-unelte pentru prelucrarea metalului, a lemnului, pentru industria textilă, de utilaje pentru industria minieră, siderurgică şi mijloace de transpore feroviar şi maritim etc.

Schimbările cantitative ce au avut loc în cadrul industriei construcţiilor de maşini sînt ilustrate sintetic de faptul că astăzi aproximativ 70% din nevoile interne de maşini şi utilaje sînt asigurate din producţia proprie, a industriei noastre, faţă de situaţia de dinainte de cel de-al II-lea război mondial, cînd Romînia importa 95% din necesarul de maşini şi utilaje.

Mai mult decît atît, o serie de produse ale acestor subramuri noi ca: instalaţii de foraj, tractoare, maşini-unelte, utilaj chimic, linii de ciment de mare capacitate, produse electrotehnice, iar în ultimul timp locomotive Diesel electrice de 2100 CP, sînt prezente în numeroase ţări din aproape toate continentele. Dacă în anul 1948 exportul de maşini şi utilaje al ţării noastre reprezenta numai 0,8%, în anul 1962 acesta atinsese o şesime din volumul total al exportului, iar în 1963 creşterea era de circa 2,3 ori faţă de anul 1959.

Industria construcţiilor de maşini-unelte, despre care în vechea Romînie





nici nu se vorbea, este puternic şi larg reprezentată de gama variată a exponatelor, de nivelul tehnic ridicat al acestora şi de modul de prezentare din punctul de vedere al finisării. Strungurile carusel de 1 250 şi 2 500 mm, strungul cu comandă program prin bandă de magnetofon şi strungurile SN 400, SN 320 şi SN 800 sînt numai cîteva exemple în sensul celor de mai sus. Trebuie menţionat că strungurile au un domeniu larg de utilizare datorită caracteristicilor lor tehnice superioare ca: comenzi centralizate, greutate redusă, puterea instalaţiei corespunzătoare, formă constructivă plăcută, eliminarea completă a trepidaţiilor arborelui principal, caracteristici care le situează peste nivelul strungurilor similare din această clasă.

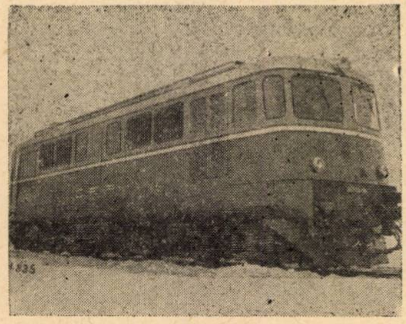
Maşinile-unelte ocupă un loc destul de mare în cadrul expoziţiei. În afară de exemplele menţionate mai pot fi citate: maşina de frezat prin copiere tip F.G—800 produsă de uzina ,,Steagul roşu'' din Braşov, maşini de găurit, de rectificat, agregatul cu 8 broşe pentru găurirea canalelor de ungere de la arborele motor al tractorului, maşini de rabotat şi multe altele, toate executate la nivelul tehnic modern şi prezentate în condiţii optime din punctul de vedere al gradului de finisare.

În acest stand şi-au dat întîlnire uzine din toate colţurile ţării, expoziţia prilejuind o întrecere în care nivelul tehnic se îmbină armonios cu estetica, întrecere în care participanţii au primit numeroase calificative ,,excepţional'', deplin meritate.

Expoziţia constituie cea mai documentată expunere despre politica de industrializare socialistă a ţării şi rolul pe care industria construcţiilor de maşini îl are în acest uriaş proces de construcţie economică în plină desfăşurare.

Contribuţia industriei construcţiilor de maşini la dotarea celorlalte ramuri ale economiei cu maşini şi utilaje moderne apare ca într-o carte scrisă, fiecare stand constituind file din aceasta, file pe care vizitatorii le parcurg cu un deosebit interes şi admiraţie pentru partidul care le-a inspirat şi le-a îndrumat şi pentru milioanele de făuritori care au înscris în ea, cu entuziasm şi dragoste, realizările lor.

Aşa, de exemplu, în standul destinat transporturilor şi telecomunicaţiilor, aflat pe terenul ce înconjoară pavilionul central, sînt expuse: locomotiva Diesel electrică de 2100 CP, vagoane de călători cl. I şi a II-a, vagoane de marfă acoperite, pe 2 şi 4 osii, vagoane refrigerente pe 2 osii, vagoane pentru minereu şi ciment în vrac etc., toate la nivelul cerinţelor tehnicii actuale, constituind aportul industriei construcţiilor de maşini la modernizarea şi dezvoltarea traficului feroviar.



Sînt prezentate, de asemenea, autobuze elegante şi confortabile, troleibuze, diferite tipuri de autofurgonete, produse ale uzinei ,,Autobuzul'' — Bucureşti, precum şi autocamioanele ,,Carpaţi'' şi ,,Bucegi'' cu linia lor elegantă şi cu caracteristici tehnice la nivelul actual al tehnicii, realizate de talentatul şi harnicul colectiv al uzinelor ,,Steagul roşu'' din Braşov.

Ţara ,,eminamente agricolă'', cum era intitulată de unii vechea Romînie, are astăzi o industrie constructoare de tractoare şi maşini agricole multilateral dezvoltată, care a dotat agricultura noastră socialistă cu un bogat parc de mijloace mecanizate moderne. Expoziţia ne oferă un număr mare de astfel de utilaje de diferite tipuri şi întrebuinţări. Întîlnim tractoarele U—650 şi U—651, echipate cu motoare de 65 CP, produse de uzinele de tractoare din Braşov; maşina de împrăştiat îngrăşăminte minerale prin centrifugare; cositoarea CPM—2,1 purtată pe tractor, fabricate de uzinele ,,Semănătoarea'' din Bucureşti; semănătoarea universală cu tracţiune animală SU—1,6, grebla mecanică GR—4, tocătorile pentru rădăcinoase şi nutreţ de însilozat, produse ale Uzinei de maşini agricole din Craiova, precum şi o serie de alte utilaje fabricate de celelalte uzine din ţară.

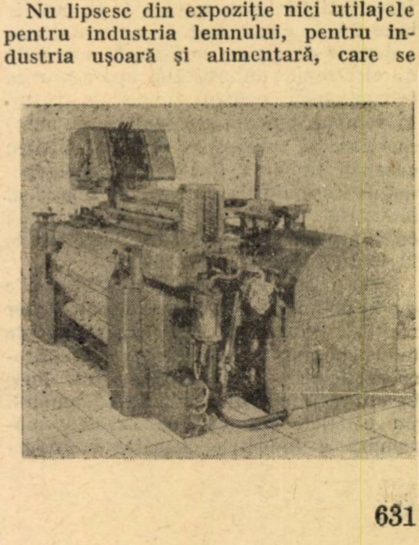
Dintre maşinile agricole prezentate reţin în mod deosebit atenţia semănătoarea universală SU—29, care poate fi utilizată la semănatul a 20 de culturi, lucrînd cu o viteză de 9 km/h şi noua maşină de împrăştiat îngrăşăminte chimice prin centrifugare, care are o greutate proprie cu 430 kg mai redusă decît tipul fabricat anterior şi un cost de exploatare de 4 ori mai mic, comparativ cu alte maşini similare.

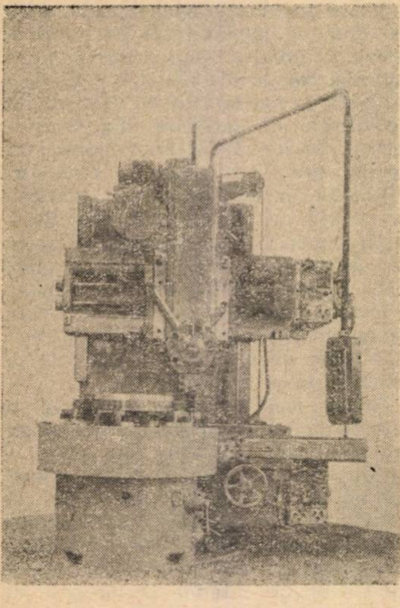
Un mare bazin de apă, din care ţîşnesc numeroase fîntîni arteziene, ne face cunoştinţă cu diverse tipuri de agregate de pompare utilizate în diferite domenii ca: agricultură, alimentări urbane cu apă, chimie, petrol etc. Pompa submersibilă ,,Hebe'', pompele ,,Dunărea'', ,,Olt'', ,,Brateş'', ,,Lotru'', ,,Sadu'', pompele pentru vid, electropompele şi familia de pompe pentru chimie, sînt o parte dintre acestea.

Impunătoare şi dominante sînt siluetele argintii ale instalaţiilor de foraj T—50 şi 3HD — 200, ultima distinsă cu Medalia de aur la Tîrgul internaţional de la Leipzig din primăvara acestui an. Împreună cu sapele cu role, agregatele de cimentare, instalaţiile de prevenire a erupţiilor, grupurile de motopompe şi altele, prezente în standul industriei petrolului, constituie de asemenea mărturii vii ale aportului industriei construcţiilor de maşini la dezvoltarea economiei naţionale.

În standul destinat industriei construcţiilor sînt expuse o serie de utilaje ca: excavatoare, rulouri compresoare, macarale-turn, concasoare utilizate la lucrările de construcţii civile, industriale, drumuri etc.

Nu lipsesc din expoziţie nici utilajele pentru industria lemnului, pentru industria uşoară şi alimentară, care se





prezintă de asemenea într-un bogat sortiment. O impresie deosebită fac diferitele tipuri de agregate frigorifice de 6 000 şi 40 000 kcal/h şi compresoarele frigorifice de 15 000, 420 000 şi 560 000 kcal/h, produse de uzina clujeană ,,Tehnofrig'' pentru industria alimentară. Sclipirile argintii ale cromajului şi pinguinul care-şi etalează fracul elegant cu plastronul de un alb imaculat lasă o notă de fineţe şi bun gust, de atenţie deosebită pentru calitate şi frumos.

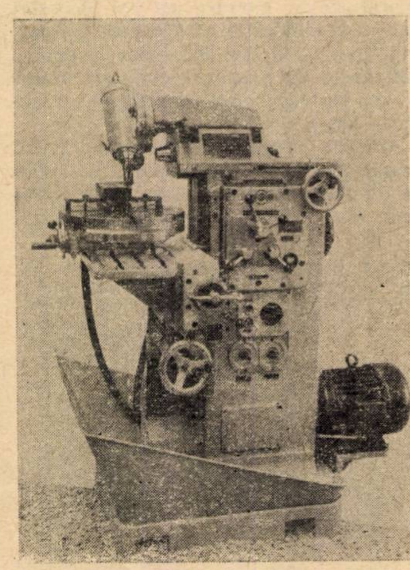
La acestea toate mai trebuie adăugată gama variată de produse optice pe care le etalează standul I.O.R., motoarele electrice de diferite puteri, fabricate de întreprinderile electrotehnice din Săcele, Timişoara şi Bucureşti, un număr mare de sortimente de rulmenţi, fabricaţi de uzinele din Braşov şi Bîrlad. Un bogat sortiment de scule, dispozitive, verificatoare şi aparate de măsură şi control expune Fabrica de scule din Rîşnov, Fabrica de pile — Bucureşti, Uzina mecanică fină — Bucureşti etc.

Automatizarea, care constituie una din direcţiile principale ale progresului tehnic contemporan, îşi găseşte ilustrarea în exponatele prezentate de uzinele ,,Automatica'' şi ,,Electromagnetica'' din Bucureşti. Diversele aparate de pirometrie industrială, elementele de automatizare, sistemele de reglare automată, aparatele de electronică industrială, aparatura de telemecanică pentru sonde de petrol în pompaj, precum şi instalaţia de automatizare şi protecţie tipizată, pentru cazanele tip Vuia, sînt o parte din exponatele care ilustrează nivelul tehnic al industriei noastre şi atenţia deosebită ce se acordă promovării nivelului tehnic în toate ramurile economiei.

Prin uriaşul rotor de turbină hidraulic de 11 500 kW, operă a constructorilor reşiţeni, vizitatorii iau cunoştinţă de industria constructoare de agregate hidroenergetice, ale cărei baze au fost puse în anii regimului de democraţie populară. Cu utilajele produse de această subramură a industriei noastre constructoare de maşini au fost echipate cele trei hidrocentrale de pe Bistriţa, intrate în funcţiune în ultimii ani (cele arătate nu constituie decît o foarte mică parte din bogatul sortiment pe care uzinele din toată ţara l-au expus în cadrul acestei sinteze, deosebit de expresive, a realizărilor celor 20 de ani de putere populară).

Nu putem încheia fără o scurtă trecere în revistă a bunurilor metalice de larg consum pe care industria construcţiilor de maşini le produce pentru a satisface cerinţele tot mai mari, mai variate şi exigenţa crescîndă a maselor de oameni ai muncii. În această direcţie privirile se opresc asupra maşinilor de cusut ,,Ileana'' şi ,,Rodica'', asupra frigiderului ,,Fram'', a motoretei ,,Carpaţi'', bicicletelor, maşinilor de spălat rufe şi a numărului mare de aparate electrotehnice de uz casnic. Mult admirate sînt elegantele aparate de radio cu lămpi şi tranzistoare şi modernele televizoare ,,Grigorescu'' şi ,,Tonitza''.

Dar expoziţia oferă vizitatorului încă foarte multe alte produse cu care tînăra noastră industrie constructoare de maşini îşi afirmă rolul hotărîtor pe care-l are în dezvoltarea întregii economii. Cunoaşterea completă a acestora nu se poate realiza însă decît vizitînd de la un capăt la altul expoziţia, deoarece industria construcţiilor de maşini este omniprezentă.



*

Numărul mare al produselor expuse, nivelul tehnic superior la care sînt realizate, atenţia deosebită pentru ceea ce se cheamă ,,estetica industrială'', precum şi modul ingenios şi deosebit de sugestiv în care sînt prezentate, prilejuiesc nenumărate aprecieri elogioase şi admiraţii, nu numai din partea specialiştilor noştri, ci şi a celor din ţări străine, care iau contact cu grandioasele realizări ale poporului nostru.

Printre oaspeţii de peste hotare a fost şi Zygmunt Moskwa, ministrul poştelor şi telecomunicaţiilor din R. P. Polonă, care, printre altele, a spus următoarele : ,,Sînt la prima vizită în R. P. Romînă. Evident că am citit, am văzut fotografii despre dezvoltarea ţării dumneavoastră pe calea socialismului, dar ceea ce am văzut în realitate a întrecut toate aşteptările mele. Am avut prilejul să vizitez multe expoziţii şi tîrguri internaţionale, printre care pe cele de la Leipzig, Brno, Zagreb, Bruxelles, şi pot spune că maşinile pe care le-am văzut aici, la Bucureşti, printre care maşinile de copiat, strungul cu comandă program pe bandă de magnetofon, maşinile electronice de calcul şi altele sînt la nivelul tehnicii mondiale''.

Giulio Catellani, de la firma ,,Oerlicon Italiana'' din Milano, oprindu-se în sectorul maşinilor-unelte, a făcut următoarea apreciere : ,,Îmi place mult maşina de frezat prin copiere tip FC—280. Este maşina viitorului, un utilaj de înaltă precizie. Ne interesează această maşină, deoarece în Italia nu se produce acest tip. În mod deosebit apreciez modul de-a dreptul ingenios în care este realizat agregatul de găurit cu 8 broşe pentru arborele motor de la tractor. Nu am văzut nică eri acest sistem. Faceţi progrese şi în acest domeniu, felicitări''.

Reprezentantul cunoscutei firme britanice Rolls-Royce — Dl. S. E. P. Edmund — constată că maşinile-unelte din cadrul expoziţiei se află din punct de vedere tehnic la un nivel foarte avansat, o parte dintre ele fiind dotate cu mijloace electronice de comandă şi control, ceea ce reprezintă ,,ultimul cuvînt în tehnica mondială''.

Astfel de aprecieri sînt numeroase şi constituie un prilej de legitimă mîndrie pentru harnicele şi talentatele noastre colective de muncitori, ingineri şi tehnicieni din toate uzinele de pe cuprinsul patriei.

Expoziţia realizărilor economiei naţionale este cartea de onoare în care poporul a înscris cu litere de aur sinteza muncii sale din cei 20 de ani de viaţă nouă, liberă, constituind recunoştinţa milioanelor de oameni ai muncii faţă de politica înţeleaptă şi plină de dragoste a partidului nostru, pe care o promovează neabătut pentru ridicarea Romîniei pe cele mai înalte culmi ale progresului şi înfloririi economice.

Generaţia nouă, născută în zorii noului capitol din istoria noastră, primeşte de la făuritorii ei o moştenire bogată şi condiţii create pentru noul avînt cu care începe cel de-al treilea deceniu de viaţă nouă, liberă şi prosperă.

Documentare

Un nou sistem de injecţie de benzină. În: Automobile Engineer, iulie 1964.

Un nou sistem de injecţie de benzină pentru motorul cu aprindere prin scînteie (Tecalemit-Jackson) a fost aplicat cu succes la o serie de motoare de automobil.

Din figură reiese componenţa şi funcţionarea acestui sistem: combustibilul este extras din rezervorul *A* de către o pompă comandată electric *B* şi trimis printr-o supapă de control *C* la o supapă de descărcare *D*. Prima supapă asigură împotriva golirii instalaţiei în perioadele de nefuncţionare a motorului, iar cea de-a doua supapă are presiunea de debitare reglată de doi factori: comprimarea unui resort şi presiunea aerului din sistem cu care combustibilul este pulverizat la orificiile de injecţie. Aerul acţionează asupra unei membrane care acoperă orificiul prin care combustibilul în exces este întors la rezervor. De la această supapă, combustibilul este condus la pompa *E* comandată de către motor. Această pompă reglează presiunea combustibilului proporţional cu pătratul turaţiei motorului. După trecerea printr-o a doua supapă de control *F*, care echilibrează presiunea la intrarea în pompa precedentă, combustibilul este trecut la două unităţi de reglare a presiunii *G* şi *H*. Prima are o capsulă aneroidă, sensibilă la presiunea ambiantă, iar a doua este un dispozitiv manual sau automat pentru îmbogăţirea amestecului la pornirea la rece. Combustibilul trece apoi în colectorul *J*, de la care pornesc conductele *K* spre injectoare. Conductele posedă restricţiile egalizatoare *L*. Returul combustibilului trece prin valva rotativă de control *M* care este sensibilizată de depresiunea din colectorul de admisiune a motorului şi este comandată prin mecanismul *N*. Variaţiile depresiunii în colectorul de admisiune sînt transmise camerei de deasupra pistonului *P*, poziţia acestora din urmă fiind determinată şi de tensiunea resortului din cameră. Mişcarea pistonului este transmisă camei *Q*, a cărei rolă *R* roteşte valva *M*. Datorită formei în *V* a tăieturii din valvă, rotirea creşte sau descreşte contrapresiunea din colectorul de combustibil *J*. Variaţiile bruşte ale depresiunii ar cere un timp prea mare pentru a fi comunicate în camera pistonului *P*; de aceea s-a încorporat membrana *S*, ale cărei camere pot comunica prin restricţia *T*. Presiunea pe ambele feţe ale membranei este egală la variaţii încete ale depresiunii, dar în cazul invers restricţia *T* împiedică aerul să trecă pe cealaltă parte a membranei, astfel încît presiunea din camera care conţine arcul devine mai redusă decît aceea de pe partea opusă, ceea ce face ca membrana să se ridice de pe sediul său, iar aerul atmosferic să pătrundă prin orificiul *U*. În acest fel, pistonul se mişcă rapid în direcţia cerută. Combustibilul care părăseşte valva *N* trece la unitatea *V* care este o valvă de echilibrare a aerului şi un colector al returului de combustibil.

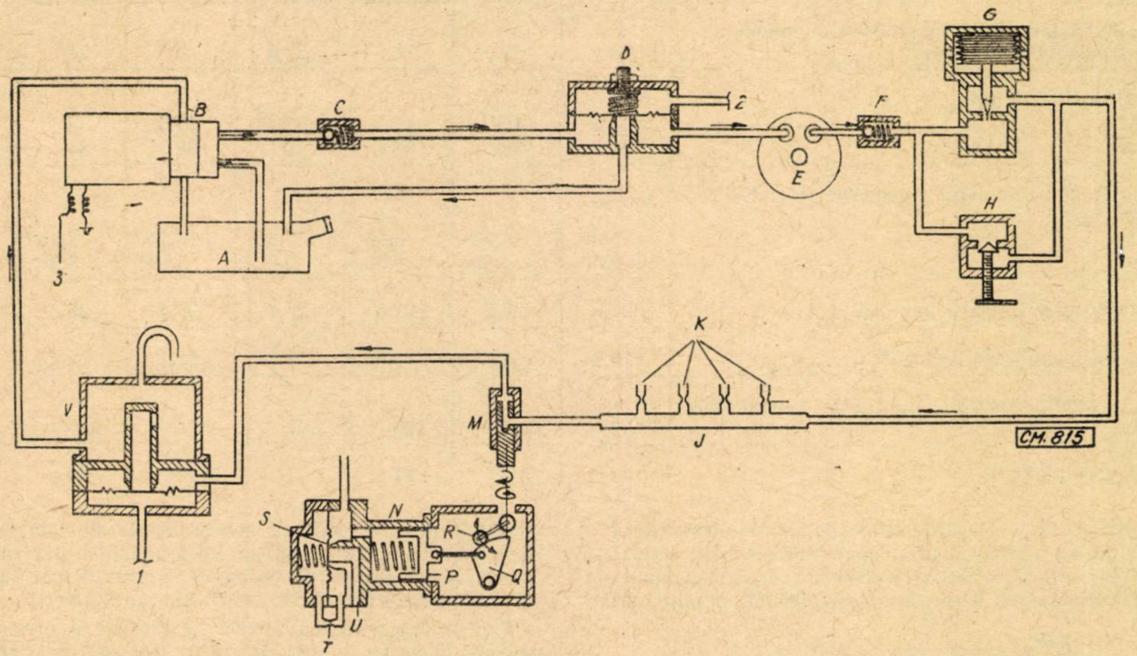


Fig. 1

Alegerea raportului de compresiune şi a dimensiunilor camerelor de ardere ovale ale motoarelor cu carburator. A. V. Dmitrievskii. În: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 6, 1964.

În construcţia de motoare cu carburator, o mare răspîndire au luat, în ultima vreme, camerele de ardere ovale, datorită avantajelor pe care le au, cum sînt uşurinţa prelucrării mecanice şi precizia de obţinere a volumului necesar, conferind simplitate constructivă chiulasei. **Pentru definitivarea formei şi dimensiunilor acestor camere, în strînsă legătură cu realizarea unui raport de compresiune corespunzător, sînt necesare numeroase experimentări.**

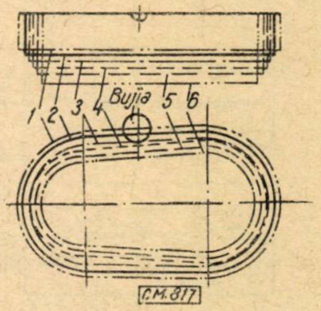


Fig. 1

Astfel, pentru îmbunătăţirea performanţelor motorului ZIL—130, au fost încercate, pe un monocilindru construit pe baza motorului, o serie de camere de ardere ovale realizînd rapoarte de compresiune cuprinse între 6,5 şi 8,1. Pentru $\varepsilon = 6,5$ s-au încercat şapte camere (fig. 1): parametrii fundamentali ai acestor camere şi indicii tehnico-economici ai monocilindrului echipat cu ele sînt prezentaţi în tabela 1.

Tabela 1

Parametrul	1	Camera de ardere nr.					
		2 (producţia de serie)	3	4a	4b	5	6
Suprafaţa laterală, % din suprafaţa pistonului	17,4	22,4	29,1	34	36,5	42	48,5
Distanţa dintre bujie şi cel mai îndepărtat punct al volumului de bază, mm	83	79	76	73,5	74	71	68
Diametrul supapelor, mm							
admisie	47,5	47,5	47,5	47,5	47,5	42	38
evacuare	38	38	38	38	38	34	29,5
Jocul minim dintre talerul supapei şi peretele camerei, mm							
admisie	9,25	6,25	3,25	5,50	3,25	3,25	2,75
evacuare	9,50	6,50	3,50	3,00	3,00	3,00	2,75
Puterea indicată la 3 100 rot/min, CP	27,8	27,2	27,8	28,4	27,1	25,3	23,2
Presiunea medie indicată, kgf/cm^2	10,9	10,95	10,95	11,3	11,1	10,45	10,4
Consumul specific indicat minim de combustibil, gf/CPh	195	185	195	176	185	185	178
Cifra octanică maximă	83	83	81	—	77	78	60

Camerele nr. 4a şi 4b diferă între ele prin înălţime (la nr. 4a mai mică cu 2 mm) şi prin jocul dintre talerul supapei şi perete. În ordinea aşezării în coloanele tabelei 1, compactitatea camerelor creşte, datorită măririi înălţimii şi micşorării lăţimii. Aceste modificări au dus la intensificarea procesului de ardere şi la îmbunătăţirea indicilor tehnico-economici ai monocilindrului la turaţii reduse. Astfel, la 1 100 rot/min, coeficientul de exces de aer a crescut la camera nr. 6 cu 8—11 %, faţă de camera nr. 1, la reglajul de putere normal şi la cel de economicitate, ale carburatorului.

Ca urmare a scăderii duratei fazei principale a arderii — cu 22 % la 1 500 rot/min şi cu 30,5 % la 3 100 rot/min — avansul optim la producerea scînteii electrice s-a micşorat, la turaţiile indicate, cu 30 % şi, respectiv, cu 15 %. Legat de aceasta cerinţele privind calităţile antidetonante ale combustibilului au scăzut: la avansul optim, cifra octanică pentru funcţionarea cu camera nr. 6 este cu 23 de unităţi mai mică decît cea corespunzătoare funcţionării cu camera nr. 1.

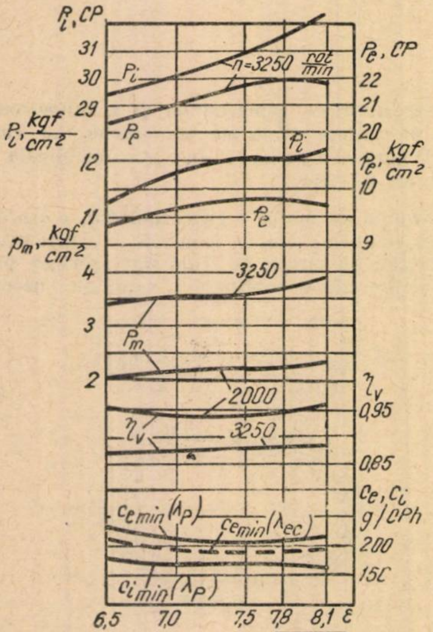


Fig. 2

Pentru determinarea vitezei de creştere a presiunii s-au ridicat diagrame indicate la reglajele de putere şi de economicitate, cu avansul optim la producerea scînteii electrice, corespunzător fiecărui regim. Cea mai mare valoare obţinută (1,43 kgf/cm^2.grad — camera nr. 6 la reglajul de putere) este inferioară valorilor uzuale ale vitezei de creştere a presiunii în motoarele cu aprindere prin scînteie.

Datorită echipării camerelor nr. 5 şi 6 cu supape de dimensiuni mai mici, pentru realizarea compactităţii mari, la turaţii ridicate s-a constatat o scădere a puterii, fapt care face ca aceste camere să nu fie recomandabile pentru motoarele cu turaţii ridicate, ci pentru motoare cu turaţii mai joase (2 000—2 500 rot/min). Pentru motoarele cu turaţii pînă la 3 200 rot/min este indicată camera nr. 4a, care, fără a introduce diferenţe substanţiale de putere, camera faţă de din producţia de serie (nr. 2), are avantajul că permite obţinerea celui mai mic consum specific efectiv de combustibil. Ţinînd seamă de aceste rezultate, încercările ulterioare, avînd ca obiectiv studiul influenţei raportului de compresiune asupra indicilor motorului şi al procesului de ardere, au fost efectuate cu camera de ardere nr. 4a, forma sa fiind considerată ca optimă pentru motorul ZIL—130.

Dependenţa parametrilor monocilindrului, în funcţie de raportul de compresiune este prezentată în figura 2.

Se observă că, deşi puterea indicată, respectiv presiunea medie indicată, a crescut între valorile 6,5 şi 8,1 ale raportului de compresiune, creşterea puterii efective, respectiv a presiunii medii efective, s-a produs numai pînă la $\varepsilon = 7,8$; peste acest raport de compresiune îmbunătăţirea parametrilor efectivi a fost împiedicată de mărirea pierderilor mecanice ilustrate de presiunea medie corespunzătoare, p_m.

În ceea ce priveşte calităţile arderii, viteza maximă de creştere a presiunii s-a majorat, în timpul variaţiei raporrului de compresiune, între 6,5 şi 8,1 (de exemplu la 2 000 tot/min cu 18%), fără ca această majorare sau valoare a presiunii maxime din cilindru să devină limitative. Durata fazei principale a arderii s-a micşorat mai substanţial la turaţii ridicate, ca urmare a intensificării turbulenţei, provocînd micşorarea duratei totale a arderii cu 7° la 3 000 rot/min; la turaţiile de 1 150 şi 2 000 rot/min mărirea raportului de compresiune nu a modificat sensibil durata totală a arderii, deoarece scăderea duratei fazei principale a fost compensată de creşterea duratei fazei iniţiale.

Avansul optim la producerea scînteii electrice a scăzut de la $\varepsilon = 6{,}5$ la $\varepsilon = 7{,}8$ cu 3°, la rapoarte de compresiune mai mari fiind înregistrată o uşoară creştere. Compararea variaţiei cifrei octanice necesare cu curba similară, calculată, pentru motoarele de serie, cu ajutorul unei formule empirice, depinzînd de raportul de compresiune, a dus la concluzia că pentru monocilindrul experimental valorile au fost mai mari cu patru unităţi, ceea ce se explică prin coeficientul de umplere mai ridicat în cazul monocilindrului. Încercările au înglobat şi probe cu avansuri la producerea scînteii electrice mai mici decît avansul optim, pentru ca, admiţînd un sacrificiu de putere, să se obţină o reducere importantă a cifrei octanice necesare, în special în domeniul turaţiilor inferioare.

În concluzie, încercările au arătat că, în cazul utilizării tipului de cameră de ardere stabilit (nr. 4a), este indicat ca raportul de compresiune al motorului ZIL—130 să fie mărit la 7—7,2, folosind combustibil cu cifra octanică 76. Creşterea raportului de compresiune peste 7.8 s-a dovedit complet neraţională. Pentru elaborarea măsurilor definitive s-a impus necesitatea încercărilor de banc şi cu motorul ZIL—130, echipat cu camera de ardere adaptată.

Materiale asupra încărcării termice a motoarelor Diesel. În: The Chartered Mechanical Engineer, sept, 1964.

În calea dezvoltării performanţelor motoarelor Diesel la niveluri superioare se opune, printre altele, bariera creşterii puternice a solicitărilor termice ale diferitelor lor părţi componente şi, în primul rînd, chiulase şi pistoane. Grupul de motoare cu ardere internă din instituţia inginerilor mecanici din Anglia a dezbătut o serie de materiale dedicate acestor probleme.

În lucrarea ,,Încărcarea termică a chiulaselor şi pistoanelor motoarelor Diesel semirapide'', A. J. Glasspoole şi E. K. Brock prezintă o analiză teoretică asupra fisurării chiulaselor, care atrage atenţia asupra importanţei reducerii secţiunilor metalice şi asupra îmbunătăţirii răcirii. R. A. Dennis şi I. M. Radford în ,,Solicitările pistonului — cercetări teoretice şi experimentale'' descriu metodele pentru măsurarea solicitărilor termice la pistoanele răcite cu ulei, rezultatele măsurărilor fiind comparate cu cele de calcul şi atrăgînd atenţia asupra necesităţii de a se revizui modul de răcire a pistoanelor. Lucrarea ,,Încercări de oboseală a pieselor de motoare la încărcări termice şi dinamice'', de G. Flynn şi F. D. Thompson, arată metodele şi echipamentele folosite la GMC pentru realizarea de motoare cu performanţe înalte. Prof. A. H. de Klerck pune problema unui ,,Nou ciclu şi aplicarea sa la calculul încărcărilor termice ale motoarelor Diesel'', iar H. A. Steiger şi G. K. Aue se ocupă de ,,Influenţa încărcării termice asupra construcţiei motoarelor Diesel turbo-supraalimentate, în doi timpi''. B. E. Knight prezintă ,,Problema predeterminării transferului de căldură în motoarele Diesel'', iar E.W.N. Britain pe aceea a ,,Încărcării termice a motoarelor Diesel rapide în doi timpi''. În lucrarea ,,Temperaturile motorului şi transferul de căldură la sarcini mari'', C.C.J. French şi E.R. Hartles prezintă rezultatele experimentării unui motor Diesel monoclilindric cu cameră de ardere Ricardo Comet V A. M.S. Janota prezintă'' Un studiu experimental al temperaturilor pieselor unui motor Diesel mic în doi timpi cu condiţii variate de turbo-supraalimentare simulată'', iar N. D. Whitehouse, A. Stotter şi C. Gray un studiu asupra ,,Încărcărilor termice ale pistonului'', în care se demonstrează că o cît de mică reducere a temperaturii pistonului antrenează o îmbunătăţire substanţială a durabilităţii sale. În ultima lucrare, F. Butler se ocupă de ,,Construcţia şi transferul de căldură la pistoanele răcite cu apă'' proprii motoarelor Diesel de foarte mare putere.

Controlul arderii în motoarele Diesel prin procedeul Vigom B. Salé. In: Ingénieurs de l'automobile (Journal de la S.I.A.), nr. 7, 1964.

Controlul duratei fenomenului de întîrziere la autoaprinderea combustibilului injectat în motoarele Diesel, în vederea dirijării procesului de ardere, a făcut obiectul a numeroase preocupări. Una dintre cele mai interesante realizări din acest domeniu este procedeul Vigom, pus la punct de un colectiv de specialişti de la Institutul francez al petrolului. El constă în injectarea unui pilot de combustibil, încă spre finele cursei de evacuare, în gazele arse. Combustibilul pilot va trece fazele primare ale reacţiilor de autoaprindere pînă în momentul injectării cantităţii principale, căreia îi va furniza centrele active necesare autoaprinderii sale rapide.

Procedeul antrenează o serie de avantaje suplimentare ca de exemplu: conferă motorului un caracter policarburant, reduce dispersiunea ciclică, reduce nivelul zgomotelor şi al mersului trepidant etc.

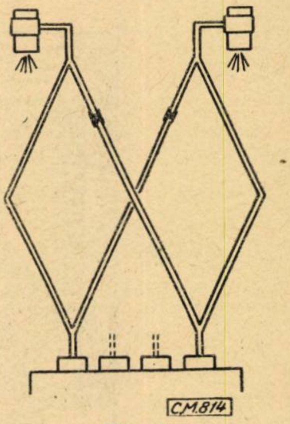


Fig. 1

S-a pus la punct şi dispozitivul practic pentru realizarea injecţiei pilot. După ce s-a constatat că sistemul cu came duble ale pompei de injecţie nu este potrivit decît pentru motoarele cu injecţie directă, s-a trecut la utilizarea sistemului în H pentru motoarele cu număr par de cilindri, braţele verticale figurînd conductele de înaltă presiune (pompă-injector), iar legătura orizontală, care cuprinde un dispozitiv de reglaj, asigură injecţia pilot pe ramura vecină, în timp ce pe ramura proprie se efectuează injecţia principală. Cele două ramuri verticale corespund la doi cilindri care sînt decalaţi printr-o tură între injecţia principală şi cea pilot. Disimetria introdusă de ramura orizontală a sistemului în H produce însă fenomene perturbatorii obiecţionabile, astfel încît s-a trecut la un sistem în X (fig. 1) care asigură egalitatea traseelor undelor relative la cele două injectoare. Dispozitivul în X nu duce la nici o anomalie, la orice turaţie. În plus, el asigură realizarea unei legi satisfăcătoare a injecţiei pilot, în funcţie de sarcina motorului.

Piston pentru obţinerea unui raport de compresiune variabil. In: Mechanical Power, aprilie 1963.

Un raport de compresiune mare reduce consumul de combustibil, dar dă naştere la presiuni maxime prea ridicate — ceea ce limitează sarcina maximă a motorului; un raport prea mic măreşte consumul de carburant şi — în cazul unui motor Diesel — face pornirea dificilă şi mersul la sarcină redusă sacadat. Pentru a remedia acest inconvenient, British Internal Combustion Engine Research Association (B.I.C.E.R A) a pus la punct un piston care reduce raportul de compresiune atunci cînd creşte sarcina şi îl măreşte atunci cînd sarcina scade.

Pistonul (fig. 1) se compune din două elemente principale, o cămaşe exterioară *1* şi un corp interior *2*, solidarizat cu arborele cotit printr-o bielă *3* şi un bolţ *4* care pot să se deplaseze unul faţă de celălalt astfel încît să facă să varieze raportul de compresiune. Între aceste două elemente se află o cameră superioară *5* şi una inferioară inelară *7*, în care pătrunde uleiul prin nişte clapete de reţinere *9*, din sistemul de ungere.

În cursa descendentă a pistonului, atunci cînd inerţia cămăşii exterioare acţionează în jos, i se opune rezistenţă datorită uleiului aflat în camera superioară, iar în cursa ascendentă a pistonului, rezistenţa uleiului din camera inferioară (mai redusă datorită unui orificiu *8* de scăpare a uleiului). Rezultă deci că în timpul celei de-a doua jumătăţi a cursei de evacuare şi a primei jumătăţi a cursei de aspiraţie în care inerţia se exercită în sus şi în care presiunea gazelor pe piston nu creează rezistenţă, cămaşa exterioară poate să se deplaseze în sus cu circa 0,1 mm faţă de corpul interior; astfel, dacă raportul de compresiune este mai mic decît trebuia, el se măreşte puţin la fiecare ciclu. La fel şi presiunea maximă din cilindru; de îndată ce atinge valoarea fixată (puţin mai mică decît cea maximă admisibilă), presiunea uleiului în camera superioară devine suficientă pentru a deschide o supapă de descărcare *6* menţinută de un resort, prin care se evacuează o parte din cantitatea de ulei, astfel încît cămaşa exterioară se poate deplasa în jos faţă de corpul interior, reducînd raportul de compresiune. La cursele următoare de evacuare şi aspiraţie, el poate să crească uşor dacă presiunea din cilindru o permite.

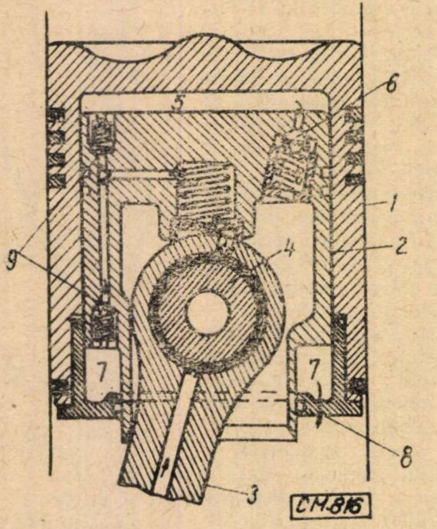


Fig. 1

Deplasările cămăşii exterioare în sus şi în jos se echivalează atît timp cît sarcina motorului rămîne constantă; deplasările în jos depind de creşterea presiunii maxime faţă de valoarea fixată, deci de sarcina motorului, în timp ce deplasările în sus sînt independente de aceasta, fiind determinate numai de dimensiunile orificiului de scăpare. Raportul de compresiune creşte sau scade, după mărimea relativă a deplasărilor în fiecare sens.

În timpul încercărilor efectuate de B.I.C.E.R.A. cu astfel de pistoane s-a constatat că un motor Diesel poate să funcţioneze cu o presiune mai mare cu 60% decît cea admisă pentru plină sarcină cu pistoane normale şi că, prin realizarea unui raport de compresiune variabil, se pot realiza economii de carburant (pînă la 20,5% la sarcină medie) pentru un motor cu benzină.

Încercări comparative ale tractoarelor cu capacitate mare de trecere, cu diferite variante de suspensie. A. N. Horoşilov. În: Avtomobilnaia promişlennosti, nr. 6, 1964.

Datorită particularităţilor constructive ale unor maşini de transport cu roţi ca, de exemplu, existenţa articulaţiei orizontale a cadrului, momentul de răsucire care acţionează asupra acestuia este redus, astfel că este posibil să se renunţe la suspensia uneia sau a două punţi motoare, cu utilizarea proprietăţilor elastice ale pneurilor. În condiţiile producţiei de serie, această soluţie are un efect economic deosebit; în cazul folosirii maşinilor de transport cu roţi la lucrări de construcţii de drumuri şi agricole, lipsa suspensiei este favorabilă la puntea de care se fixează utilajul antrenat.

În legătură cu această problemă, Institutul de automobile şi căi ferate din Harcov, în colaborare cu Uzinele de tractoare din acelaşi oraş, a organizat o serie de încercări, avînd ca obiective determinarea tensiunilor din cadru şi studiul regularităţii mersului tractoarelor cu diferite variante de suspensie. Experimentările s-au efectuat pe porţiuni netede de drum, cu neregularităţi izolate, înalte de 80 mm şi lungi de 200 mm, şi pe porţiuni pietruite, cu uzură medie.

Variaţiile tensiunilor din cadru, transmise unor captatoare tensometrice, montate pe lonjeroane, au fost studiate cu ajutorul unui oscilograf cu mai multe spoturi K—9—21, din dotarea laboratorului de cale, realizat pe un autobuz PAZ — 651. Pentru compararea tensiunilor în lonjeroanele tractoarelor, cu şi fără suspensie, s-a introdus o unitate convenţională de tensiune corespunzătoare devierii spotului oscilografului cu 1 mm de la linia zero. Tensiunile au fost stabilite făcînd media aritmetică a zece abateri maxime ale spotului. Încercările tractoarelor T—125 cu presiunea în pneuri de 2,5 kgf/cm² au arătat că tensiunile medii sînt, în cazul blocării suspensiei, de două ori mai mari decît la funcţionarea normală. Micşorarea exagerată a presiunii nu a dat rezultate bune la deplasarea cu viteze mari, ca urmare a scăderii volumului de aer din pneuri. Frecvenţa oscilaţiilor cadrului tractoarelor fără suspensie a fost cu 15—20% mai mare decît cea a tractoarelor cu suspensie, respectiv durabilitatea cadrului cu articulaţie orizontală de două ori mai mică. Prin echiparea cu pneuri speciale avînd lăţimea mărită şi presiunea de 1—1,2 kgf/cm² s-a obţinut o creştere însemnată a durabilităţii cadrului.

Regularitatea mersului tractoarelor cu diferite variante de suspensie a fost studiată pentru două soluţii de amortizare a oscilaţiilor scaunului conducătorului: cu arcuri şi cu cauciuc spongios. În cursul experimentărilor efectuate pe trei tractoare T—125 (cu suspensie, semisuspendate şi fără suspensie) s-au determinat acceleraţiile şi frecvenţa oscilaţiilor la care a fost supus conducătorul din cabina tractorului. În legătură cu tipul de semiremorcă cu care trebuie cuplat tractorul T—125, toate cele trei tractoare au fost încercate fără semiremorcă, dar cu încărcătură de nisip pe platformă, care simulează acţiunea semiremorcii asupra instalaţiei de aşezare. Tractoarele au fost prevăzute cu pneuri de 15×24 (cu dimensiuni sporite faţă de pneurile 18,4/15—24 care echipează în mod obişnuit tractorul), cu presiunea interioară de 1,5 kgf/cm². Pentru înregistrarea acceleraţiilor verticale s-a utilizat aparatul înregistrator de suprasarcini ZP—15.

Dependenţa acceleraţiei verticale medii de viteza de înaintare a tractorului pe drumuri pietruite este prezentată în figura 1 (linie plină — cu suspensie; linie-punct — semisuspendat; linie întreruptă — fără suspensie; *1* — amortizarea scaunului cu arcuri; *2* — amortizarea scaunului cu cauciuc spongios).

Se observă că, la viteze sub 20 km/h ale tractorului fără suspensie acceleraţia diferă puţin faţă de cea înregistrată la tractorul cu suspensie, dacă se utilizează scaune cu cauciuc spongios. Este de aşteptat ca la folosirea pneurilor 18,4/15—24 să se obţină o îmbunătăţire a regularităţii mersului tractoarelor semisuspendate, la viteze de 30 — 33 km/h şi a tractoarelor fără suspensie, la viteze pînă la 20 km/h.

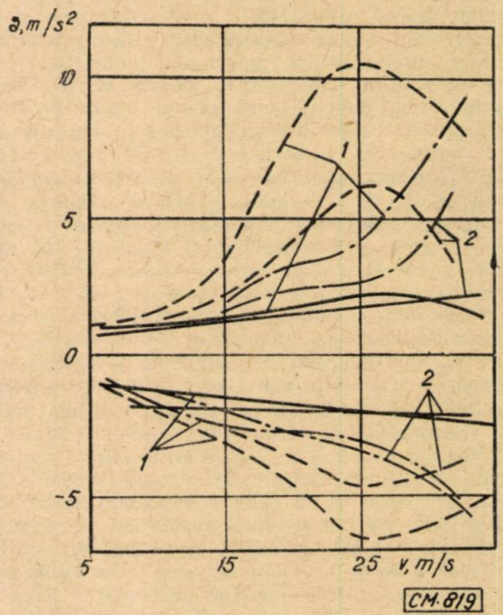


Fig. 1

La încercările tractoarelor fără suspensie s-a observat existenţa oscilaţiilor unghiulare longitudinale (galopare) chiar la deplasarea pe asfalt, începînd de la viteza de 19—20 km/h; peste 30—35 km/h galoparea dispare. Tractoarele semisuspendate nu sînt predispuse galopării, în timp ce la tractoarele cu suspensie, galoparea apare la 19—21 km/h şi se diminuează repede, pentru a se intensifica din nou la viteze mari. În acest mod a fost confirmată justeţea alegerii soluţiei de semisuspensie pentru tractoarele construite de uzinele din Harkov.

Comandă cu două pedale pentru autocamioane. In: Motor industry, mai 1964.

Uzinele Perkins din Anglia au pus la punct un nou agregat motor (6,354) destinat să simplifice comanda autocamioanelor. Complet automatizat, agregatul elimină ambreierea şi schimbarea vitezelor. S-a pornit de la ideea că este necesar un agregat motor care să furnizeze puterea constantă sau moment motor care să ajungă treptat la reducerea turaţiei. Acest lucru este obţinut prin interpunerea unui angrenaj de tip epiciclic între motor şi transmisie. Un al treilea membru al angrenajului diferenţial acţionează o suflantă care supraalimentează motorul Diesel cu 6 cilindri. Suflanta „simte" orice creştere necesară a momentului motor şi suplaalimentează motorul în sensul creşterii momentului. Acesta din urmă poate fi majorat cu mai mult decît 200% pe intervalul său de turaţii, în comparaţie cu 10—20%, ca la motoarele convenţionale. Datorită unui convertizor hidraulic special, creşterea momentului poate fi în continuare majorată pînă la raportul 7 : 1, ceea ce elimină necesitatea unui ambreiaj. Aplicat unui motor Perkins de tip 6,354, obişnuit tarat la 120 CP, agregatul poate ajunge la peste 160 CP. Practic este imposibilă supraîncărcarea agregatului, deoarece cînd un autocamion convenţional funcţionează în vitezele intermediare la turaţii ridicate ale motorului, agregatul se găseşte la turaţii relativ scăzute. Această substanţială reducere a turaţiei motorului, mai ales în condiţii severe de funcţionare, are în mod firesc o influenţă favorabilă asupra durabilităţii motorului.

Materialele plastice şi inginerul mecanic. In: The Chartered Mechanical Engineer, oct. 1964.

Utilizarea materialelor plastice în ingineria mecanică face obiectul multor studii şi discuţii. Recent, instituţia inginerilor mecanici din Anglia a dezvoltat problemele ridicate de o serie de lucrări consacrate acestei probleme. În lucrarea „Materialele plastice în ingineria mecanică — utilizări şi performanţe", A. B. Glanvil face o scurtă introducere asupra poziţiei materialelor plastice în tehnică, luînd în considerare materialele şi tehnologiile folosite în ingineria mecanică, incluzînd fabricaţia de automobile, de scule etc. Se trec în revistă preţurile şi producţia materialelor plastice şi ale metalelor în ultimii ani şi se examinează poziţia lor relativă. În lucrarea „Acoperiri cu materiale plastice ale pieselor metalice", N. Vinson ridică problemele materialelor disponibile pentru acoperiri, cum şi acelea ale folosirii lor ca înlocuitori de lubrifianţi. În „Unele consideraţii asupra folosirii materialelor termoplastice în ingineria mecanică", M. S. Madan aduce, printre altele, contribuţii interesante asupra problemei dilatării termice diferenţiate dintre metale şi materiale plastice. „Proprietăţile tehnice ale materialelor plastice", de H. Ford, examinează încercările mecanice, convenţional folosite în tehnică pentru materialele metalice, din punctul de vedere al corespondenţei lor pentru cele plastice. La temperaturile obişnuite, acestea din urmă suferă efecte importante de solicitări mecanice şi termice. Fenomenele viscoelastice din materiale plastice duc la o concepţie particulară asupra ruperii; într-o perioadă de timp sub sarcină constantă ele se deformează, dar revin dacă sînt lăsate neîncărcate într-o perioadă următoare. Această comportare ridică probleme importante pentru proiectare. În lucrarea „Conducte din material plastic", D. A. Gill arată că proiectarea acestora se bazează pe experienţa practică, iar durabilitatea lor pe încercări accelerate de îmbătrînire. S. Turner în „Dezvoltarea datelor necesare proiectării" arată că materialele plastice au proprietăţi mecanice foarte complicate, tare nu sînt adecvat stabilite de încercările standard existente şi care nici nu sînt înţelese corespunzător de cei ce le folosesc. Problemele esenţiale ridicate de folosirea lor în tehnică sînt: care sînt proprietăţile lor deosebite şi cum pot fi acestea măsurate; cum trebuie prezentate datele obţinute de către producătorul lor pentru a fi utilizate de proiectant? Autorul face o serie de propuneri în acest sens, care merită a fi analizate. Lucrarea „Răşini poliesterice cu întărituri din fibră de sticlă", de A.A.K. Whitehouse, stabileşte caracteristicile materialului şi ale fabricaţiei sale şi dă exemple de aplicaţii. P. W. Croft şi D.P.T. Copcutt se ocupă de problemele ridicate de „Materialele plastice ca izolatoare termice", I. W. Reid, de „Unele aspecte ale dezvoltării conteinerelor de presiune din materiale plastice întărite pentru aplicaţii statice şi pentru transport", iar W. V. Wilkinson, de „Aplicaţiile răşinilor epoxide".

Prelucrarea oţelurilor la cald. In: Metalworking production, nov 1963.

S-a constatat că dacă se măreşte temperatura oţelului la prelucrare, rezistenţa la forfecare scade şi deci şi costul manoperei de strunjire sau frezare. Este necesar însă ca să se încălzească piesele numai în porţiunea din imediata vecinătate a sculei, pentru ca să nu se altereze calitatea metalului prelucrat, ceea ce se poate obţine numai printr-o acţiune termică puternică, rapidă şi localizată.

În S.U.A., Cincinnati Milling Machine Co a încercat diferite metode: încălzirea piesei în cuptor aplicabilă numai pentru acele metale care nu îşi modifică proprietăţile prin încălzire (al cărei inconvenient este scăderea progresivă a temperaturii în timpul prelucrării), încălzirea cu lampa oxiacetilenică (care oxidează suprafaţa metalului), încălzirea prin rezistenţă electrică, încălzirea cu arc electric simplu sau cu plasmă (folosit în special pentru temperaturi înalte la metale refractare, cu condiţia protejării operatorului contra luminii puternice şi a metalului contra supraîncălzirii şi oxidării), încălzirea prin inducţie cu curenţi de înaltă frecvenţă şi încălzirea prin rezistenţă electrică la înaltă frecvenţă.

S-a constatat că această metodă este cea mai raţională deoarece curentul de înaltă frecvenţă circulînd pe calea celei mai mici impedanţe şi nu ca curentul continuu — de minimă rezistenţă — încălzirea este uşor de localizat atît în suprafaţă, cît şi în adîncime. S-au efectuat încercări cu o sursă de 30 kW la 1,2 MHz de strunjire a unui arbore de un diametru mare, din oţel aliat şi de frezare a unor bare în T, din oţel cu rezistenţă mare, pentru întărirea aripilor de avion.

În timpul strunjirii, curentul de încălzire circulă printr-un conductor şi printr-un electrod superior aşezat deasupra piesei imediat înaintea sculei, realizîndu-se astfel un circuit localizat de mică impedanţă şi se întoarce prin piesă şi un electrod inferior. S-a constatat că la temperatura de 370°C, la o viteză de tăiere de 150 m/min, lucrîndu-se cu tăişuri din carburi sau ceramică, cu un avans de 0,025 mm/rot şi cu o adîncime de tăiere de 3,2 mm, se aşchiază 111 cm^3/min de metal. Calculele efectuate au demonstrat că prin această metodă se obţine o economie de 21% faţă de prelucrarea obişnuită, lucrîndu-se pe un strung de 6,5 kW; folosind un strung acţionat cu o putere mai mare precum şi o adîncime de tăiere dublă se poate obţine o economie de 28%.

La încercările de frezare a barelor de oţel în T, plecînd de la eboşe de 70 cm lungime şi reducînd grosimea de la 6 la 1 mm, s-a constatat că uzura sculelor descreşte rapid pentru o mărire a temperaturii pînă la 260°C şi mai încet pînă la valoarea limită de 425 °C (distorsiunea şi modificarea proprietăţilor au limitat temperatura de încălzire la 260°C). Lucrîndu-se în aceleaşi condiţii ca la încercările la strunjire, s-a constatat o reducere de 23% a costului prelucrării faţă de frezarea obişnuită. Pentru barele de 5 mm lungime se poate realiza o economie de 36%.

Planeitatea suprafeţelor frezate pe o maşină verticală în funcţie de unghiul de înclinare a frezei. N. Srebrianski. În: Stanki i instrument, nr. 4, 1964.

Condiţia necesară pentru ca suprafaţa frezată să fie perfect plană este ca cercul format de punctele de tăiere ale frezei să fie paralel cu deplasarea orizontală a mesei maşinii.

În practică însă se tinde spre un arc de contact între freză şi piesă, determinînd o uşoară deviaţie unghiulară a sculei, pentru a ameliora condiţiile de aşchiere şi de ungere şi a micşora astfel încărcarea maşinii.

În această situaţie, suprafaţa frezată nu mai poate rezulta perfect plană, precizia necesară a suprafeţei determinînd unghiul de înclinare a sculei.

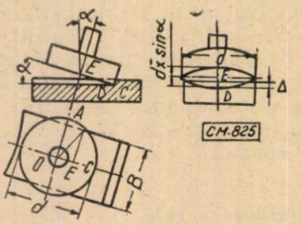


Fig. 1.

Este necesar deci să se stabilească o relaţie între unghiul de înclinare α (fig. 1) şi eroarea de planeitate admisibilă Δ.

Înclinînd freza se obţine în piesă un cilindru elipsoidal, iar dacă se secţionează elipsa după axul longitudinal şi cel transversal se obţin valorile respective d şi $d \sin \alpha$.

Eroarea de planeitate maxim admisibilă este reprezentată în figura 1 prin $\overline{ED}$:

$$\overline{ED} = \overline{EC} \sin \alpha = \Delta,$$

în care:

$$\overline{EC} = \frac{d}{2} - \overline{OE}\cdot$$

Cum însă:

$$\overline{OE} = \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2},$$

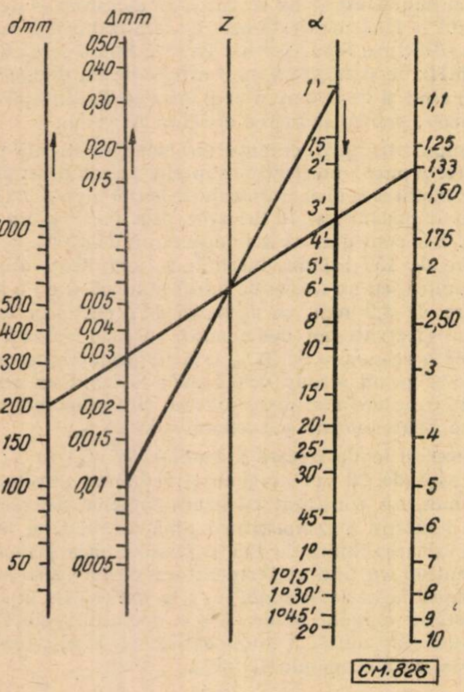


Fig. 2

făcînd înlocuirile necesare se obţine:

$$\Delta = \left[\frac{d}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2}\,\right] \sin \alpha \quad\cdot \qquad (1)$$

Reiese că eroarea de planeitate este funcţie de diametrul frezei d, de lăţimea piesei B şi de unghiul de înclinare α.

Din expresia (1), considerînd pentru α mic, $\sin \alpha$, exprimat în radiani, se obţine:

$$\alpha = 3\,438\,\frac{\Delta}{\dfrac{d}{2} - \sqrt{\left(\dfrac{d}{2}\right)^2 - \left(\dfrac{B}{2}\right)^2}}\cdot \qquad (2)$$

Cu ajutorul relaţiei (2) calculele se pot realiza fără a se face apel la trigonometrie.

Introducînd în relaţia (1) $\frac{d}{B} = k$, se obţine:

$$\Delta = \frac{d}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{k^2}}\right) \sin \alpha \,\cdot \qquad (3)$$

Cu ajutorul nomogramei din figura 2 se pot determina fie Δ, fie unghiul α, în funcţie de diametrul frezei şi de lăţimea suprafeţei de prelucrat.

În figura 2 s-a exemplificat modul de determinare a înclinării α, considerînd următoarele condiţii: $d = 200$ mm, $B = 150$ mm, $\Delta \leqslant 0{,}01$ mm.

Freze din aliaje dure pentru curăţarea suprafeţelor turnate şi a cusăturilor sudate. A. A. Trusov. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 4, 1964.

Pentru curăţarea suprafeţelor turnate şi a cusăturilor sudate se utilizează, în mod curent, pietre abrazive şi freze confecţionate din oţel aliat sau rapid, a căror durabilitate este redusă, ceea ce constituie un impediment pentru mecanizarea procesului de producţie şi pentru creşterea productivităţii muncii. În plus, folosirea sculelor abrazive impurifică aerul cu şpan abraziv şi metalic, avînd o acţiune nocivă.

Încercările de a fabrica scule din aliaje dure metaloceramice, cu care să se execute operaţiile amintite, sînt îngreuiate de dificultăţile de elaborare a semifabricatului şi de prelucrarea mecanică a acestuia. Datorită punerii la punct a unei metode de elaborare a aliajelor dure sub formă de produs intermediar de plastifiere, de către Institutul de cercetări ştiinţifice pentru aliaje dure al U.R.S.S., s-au putut confecţiona freze constituite în întregime din aceste materiale.

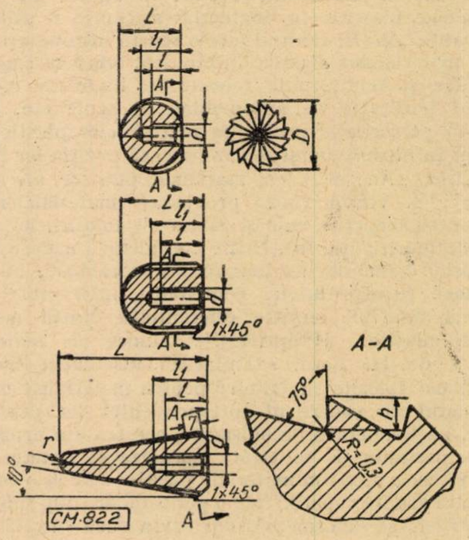


Fig. 1

Forma şi dimensiunile unor freze sferice, cilindrice şi conice, introduse în producţie la o serie de uzine constructoare de maşini, sînt prezentate în figura 1 şi tabela 1. Pentru fabricarea lor se utilizează cîteva mărci de aliaje dure, cum sînt VK 6 M, VK 10 M şi VK 15 M.

Tabela 1

Forma	Dimensiuni, mm							Dimensiunile semifabricatului, mm
	D	*L*	*l*	l_1	*h*	*d*	*r*	
Sferică	6	5	3	4	1,0	M3 × 0,5	—	12×10
	8	7	4	5	1,0	M3 × 0,5	—	12×10
	10	9	4	6	1,2	M5 × 0,8	—	14×12
	12	10,5	5	7	1,5	M5 × 0,8	—	16×14
	15	13,5	7	9	1,5	M6 × 1	—	20×18
	18	16,5	9	12	1,5	M8 × 1,25	—	25×24
Cilindrică	6	8	4	6	1,0	M3 × 0,5	—	12×14
	8	10	6	8	1,0	M3 × 0,5	—	12×14
	10	12	7	10	1,2	M5 × 0,8	—	14 × 16
	12	15	7	10	1,5	M5 × 0,8	—	18 × 22
	15	18	10	12	1,5	M6 × 1	—	20 × 25
	18	21	10	12	1,5	M8 × 1,25	—	25 × 30
	6	12	5	6	1,0	M3 × 0,5	0,5	12 × 25
	8	18	5	6	1,0	M3 × 0,5	0,5	12 × 25
	10	22	7	10	1,2	M5 × 0,8	1,0	14 × 30
	12	25	7	10	1,5	M5 × 0,8	1,0	18 × 35
	15	32	10	12	1,5	M6 × 1	2,0	20 × 45
	18	36	12	15	1,5	M8 × 1,25	2,0	25 × 50

Pentru fabricarea frezelor, aliajul presat şi aglutinat la 650°C este îmbibat cu plastifiant (parafină), căpătînd astfel rezistenţa mecanică de 2 kgf/mm^2. În această stare el este prelucrat cu uşurinţă pe maşini-unelte obişnuite.

Scula astfel obţinută este încălzită la 380—400°C pentru ca plastifiantul să se vaporizeze şi apoi este supusă unei aglutinări la 750—800°C, pentru a i se conferi stabilizarea necesară. După aceasta se aplică sculei aglutinarea finală, la temperatura de 1 340—1 390°C, pentru a se obţine proprietăţile fizico-mecanice dorite. În timpul aglutinării finale se realizează contracţia sculei cu 24—25 %. Forma şi dimensiunile prevăzute în desen se obţin prin prelucrarea mecanică de finisare.

Dimensiunile la care se prelucrează scula înainte de aglutinare se calculează cu relaţia :

$$A_1 = (A + C) K,$$

în care :

A este dimensiunea conform desenului ;

C — adaosul pentru prelucrarea de finisare ;

K — coeficientul de contracţie.

Pentru operativitatea execuţiei s-au întocmit tabele cu dimensiunile premergătoare aglutinării, în funcţie de coeficientul de contracţie al aliajului respectiv.

Freză pentru prelucrarea niturilor în formă de T. M. B. Gordon, V. V. Podgarkov şi A. P. Uhalov. In Stanki i instrument, nr. 6, 1964.

La uzina din Ivanovsk s-a construit o freză pentru prelucrarea niturilor în formă de T (fig. 1), care are o serie de deosebiri faţă de frezele standardizate. Astfel, noua freză se caracterizează printr-un mai mare volum al şanţurilor pentru îndepărtarea şpanului, obţinut pe seama micşorării numărului de dinţi, prin sporirea înclinării dinţilor faţă de axă, prin pasul variabil al dinţilor etc. Această construcţie uşurează prelucrarea, îmbunătăţind îndepărtarea şpanului, rezultat pozitiv în ceea ce priveşte evitarea gripării frezei în nitul prelucrat ; ca urmare, pericolul deteriorării frezei este redus, fiind posibilă totodată majorarea sensibilă a avansului.

Pentru stabilirea eficienţei frezei s-au efectuat încercări în cadrul cărora au fost utilizate şi freze standardizate, în vederea obţinerii unor criterii de comparaţie. Experimentările au avut loc pe o maşină verticală de frezat model 6N 13 P, cu viteza de tăiere de 30 m/min, piesa prelucrată fiind confecţionată din oţel 12 HNZA. S-a determinat intensitatea maximă a regimului la care durabilitatea frezei nu este periclitată, mărind avansul pînă la valori la care s-au constatat deteriorări ale frezei pe o lungime de frezare de 40—60 mm.

Rezultatele încercărilor au arătat că noua freză are avantaje însemnate faţă de frezele standardizate, ca, de exemplu, productivitate mai ridicată şi putere consumată mai mică (cu 20—30 %). Îmbunătăţiri substanţiale în acest sens au fost condiţionate de înlocuirea răcirii prin căderea liberă a lichidului de lucru cu răcire prin pulverizare. Această măsură s-a dovedit a completa eficienţa soluţiilor constructive menţionate, deoarece viteza jetului de lichid pulverizat este mult mai mare decît viteza de cădere liberă. Astfel, la o presiune a aerului de pulverizare de 2 kgf/cm^2, viteza jetului la ieşirea din ajutaj atinge circa 300 m/s, iar în apropierea zonei de tăiere — 100 m/s, în timp ce în cazul căderii libere viteza jetului este de 60—80 m/min. Viteza ridicată şi dimensiunile reduse ale picăturilor (12—20 μm) asigură contactul nemijlocit al lichidului cu piesa şi pătrunderea vaporilor de lichid în suprafaţa de frecare, ducînd la micşorarea puterii necesare prelucrării.

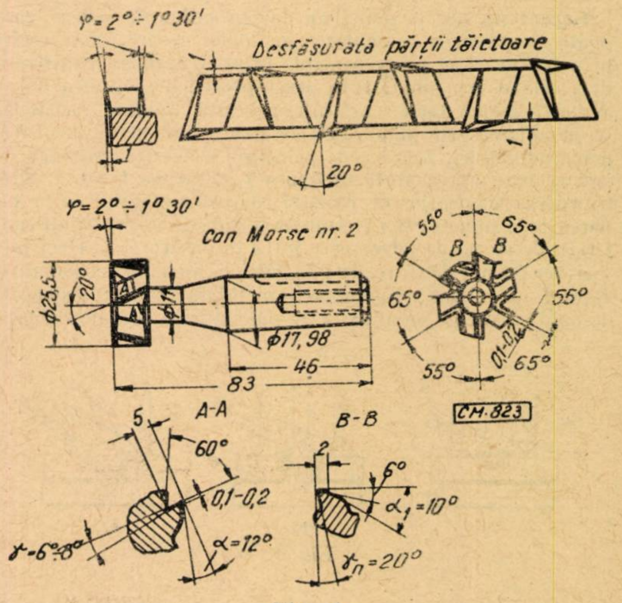


Fig. 1

În plus, răcirea prin pulverizare determină creşterea calităţii suprafeţelor, deoarece îndepărtarea rapidă a şpanului, înainte ca el să pătrundă sub dinţii frezei, reduce procentul de zgîrieturi şi neregularităţi.

În ceea ce priveşte uzura muchiilor tăietoare ale dinţilor s-a constatat că sistemul de răcire nu exercită o influenţă deosebită, freza comportîndu-se similar în ambele variante.

Rectificarea cu disc abraziv cu ultrasunete. In: Metalworking production, vol. 107, nr. 16.

Operaţia de rectificare capătă o eficienţă sporită dacă se foloseşte concomitent şi o mişcare ultrasonoră a discului respectiv.

În acest sens a fost pusă la punct o nouă metodă de rectificare utilizată mai ales pentru metale foarte rezistente din punct de vedere mecanic şi termic.

Generatorul ultrasonic este format dintr-un cilindru *1* (fig. 1), dintr-un metal magnetostrictiv, acţionat cu ajutorul unei bobine *2* prin care circulă un curent alternativ. Cilindrul vibrează longitudinal şi în acelaşi timp şi radial, întrucît atunci cînd se alungeşte se contractă radial, iar contracţia longitudinală e însoţită de dilatare radială.

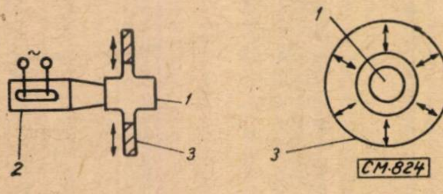


Fig. 1

Mişcările radiale sînt transmise discului abraziv *3*, mărind randamentul operaţiei de prelucrare ; raportul dintre volumul de metal preluat şi volumul reprezentînd uzura discului abraziv creşte de cîteva ori (5—6), în timp ce temperatura discului rămîne constantă ; în acelaşi timp, consumul de energie scade în raport de 1/3.

O serie de experienţe realizate pe oţeluri dure a demonstrat eficienţa incontestabilă a noii metode.

Din punctul de vedere al calităţii suprafeţei prelucrate vibraţia discului determină, în general, un aspect mai fin, mai ales cînd adîncimea de lucru este mai mare.

Nou procedeu de sudare a aluminiului. In: La pratique des industries mécaniques, aprilie 1964.

Recent s-a pus la punct un nou procedeu de sudare, care poate fi aplicat la asamblarea metalelor uşoare, caracterizat prin faptul că se poate controla în orice moment cantitatea de electrod consumat. Prin acest procedeu secţiunea nu se reduce, astfel încît cusătura prezintă aceeaşi rezistenţă ca la sudarea prin puncte. De asemenea, nu există riscul formării de sufluri. Schema de principiu a acestui procedeu de sudare este reprezentată în figura 1, *a* (prima fază), *b*, (pătrunderea straturilor de oxizi şi topirea metalului ca la sudarea prin puncte) şi *c* (terminarea sudurii cu controlul cantităţii de sîrmă de adaos care intră în cusătură) (*1*-electrod ; *2*-crater format de către arc ; *3*-găuri de evacuare a argonului ; *4*-sîrmă de adaos ; *5*-bombarea metalului topit ; *6*-straturi de oxid ; *7*-sîrmă de adaos care pătrunde în baia de sudură).

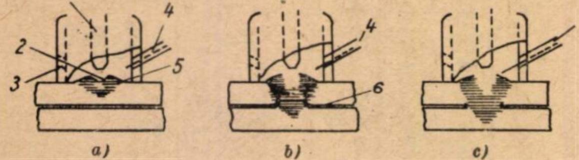


Fig. 1.

Arcul electric se produce între piesă şi un electrod de vanadiu, sub atmosferă de argon.

Aparatul este prevăzut cu un dispozitiv electronic de control al cantităţii de metal de adaos.

Ghidaje reglabile pentru metale în benzi. R. W. Van Zant. In : La machine moderne, nr. 5, 1964.

În cele mai multe operaţii de ştanţare, banda metalică folosită este ghidată cu ajutorul unor ştifturi fixate în matriţă sau în placa extractorului. Ştifturile de ghidaj avînd o poziţie fixă, rezultă că lăţimea benzii utilizabile este redusă la o singură dimensiune.

În figura 1 se indică un dispozitiv ce permite variaţia lăţimii de ghidare ; ştifturile de ghidaj *1* sînt fixate pe piese ce pot pivota în jurul axului *2*, de la poziţia de lăţime minimă *3* la o poziţie oarecare *4*, pentru o bandă mai lată ; piesele oscilante sînt fixate pe corpul matriţei *5*.

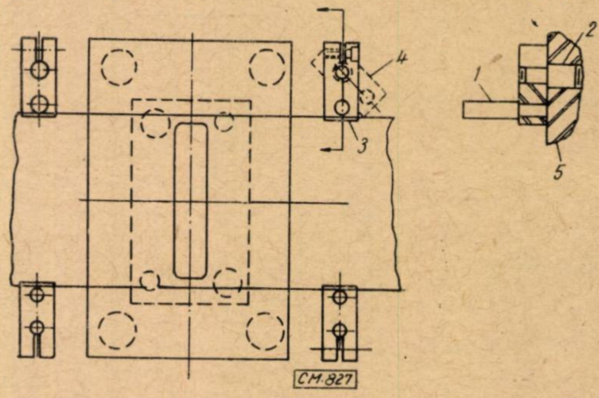


Fig. 1

Suporţii au capătul spintecat astfel încît fixarea ştifturilor de ghidaj se poate realiza prin simple şuruburi de blocaj.

Un laminor revoluţionar pentru table subţiri. In: La métallurgie et la construction mécanique, nr. 7 — 8, 1964.

De curînd, a fost descoperit un nou procedeu pentru laminarea economică a tablei de grosime redusă.

Procedeul se bazează pe constatarea că tabla subţire se laminează mai bine la rece dacă a fost supusă unei îndoiri intermediare, depăşind limita de elasticitate.

Schema de principiu apare în figura 1 ; tabla de pe un rulou de tensiune trece printr-un laminor cuarto format din cilindrii de sprijin *2* şi din cilindrii de lucru *3* ; schema are cilindrul suplimentar flotant *4*, pe care se realizează depăşirea limitei de elasticitate.

Un laminor experimental de acest fel a fost utilizat pentru oţel carbon şi aliat pe bază de nichel sau molibden, demonstrînd reducerea mai rapidă a grosimii, fără recoaceri intermediare ; aspectul este de mare importanţă în cazurile de ecruisare rapidă (oţeluri inoxidabile).

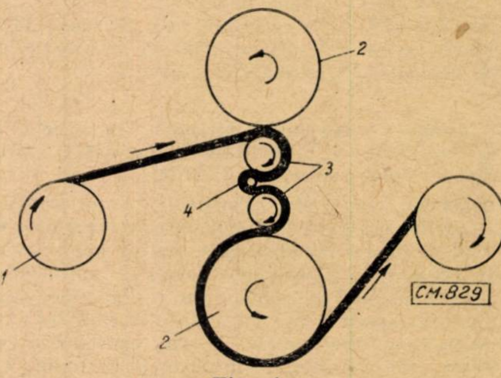


Fig. 1

O serie de încercări cu oţeluri inoxidabile au demonstrat că este posibilă o reducere de grosime de la 2,5 mm la 3/10 mm printr-o singură trecere ; metoda clasică ar necesita în acest caz 12 treceri şi 4 recoaceri intermediare.

Un nou procedeu de debavurare şi de finisare în masă a pieselor mici. J. B. Hignett. In: Metal industry, nr. 5, 1964.

Procedeul de debavurare în tobă este bazat pe efectul de abraziune ce se exercită asupra pieselor care cad, datorită greutăţii proprii, în lungul peretelui ce se roteşte al tobei.

Rezultă că procesul de lucru trebuie prelungit cu atît mai mult cu cît piesele sînt mai mici şi mai uşoare, din cauza vitezei reduse de cădere.

În figura 1 este reprezentat schematic un nou procedeu de debavurare în tobă.

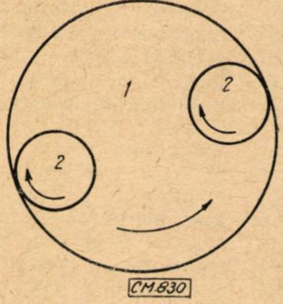


Fig. 1

Toba exterioară *1* are o turaţie de 250 rot/min, imprimînd tobelor interioare mai mici *2* o turaţie mare ; piesele se găsesc în tobele mici.

Forţa determinantă şi care acţionează asupra pieselor este de circa 25 ori mai mare decît cea corespunzătoare gravitaţiei. Din această cauză, efectul de frecare a abrazivului este mult amplificat.

Procedeul este eficient mai ales în cazul pieselor mici şi fragile.

În acest caz s-a ajuns, aplicînd noua metodă, să se scurteze timpul de prelucrare de la 20 de ore cu vechiul procedeu, la 20 de minute.

Ca material abraziv se recomandă produsele artificiale cu granulaţie fină.

Oţeluri englezeşti pentru organe de maşini. Gerald, F. P. Fox. In Metal Progress, ian 1964.

Compoziţiile chimice ale oţelurilor En—16 şi En—17 sînt :

	En—16, %	*En—17*, %
C	0,30—0,40	0,30—0,40
Si	0,10—0,35	0,10—0,35
Mn	1,30—1,80	1,30—1,80
S	0,050 max	0,050 max
P	0,050 max	0,050 max
Mo	0,20—0,35	0,35—0,55

Ambele oţeluri se elaborează, în mod obişnuit, în cuptoare Martin sau în cuptoare electrice. Tratamentul de călire se efectuează de la temperatura de 830—860°C, cu răcire în ulei, iar revenirea se face în intervalul 550—660°C. Pentru oţelul En—17 nu se recomandă călirea în apă, deoarece prin călirea în ulei, într-o secţiune cu diametrul de 29 mm, se realizează o duritate de 477 HB.

Ambele oţeluri se prelucrează prin deformare plastică cu dificultăţi mici. În cazul secţiunilor subţiri, din oţel En—17, se produce o durificare pronunţată atunci cînd răcirea după deformarea plastică are loc în aer. Recoacerea de înmuiere se efectuează la temperatura de 650°C.

Oţelurile au o granulaţie fină (5—8 după ASTM) şi benzi largi de călibilitate (fig. 1).

În figura 2 este prezentată variaţia proprietăţilor mecanice în funcţie de temperatura de revenire. Proprietăţile au fost determinate pe epruvete prelucrate din bare cu diametrul de 29 mm, călite în ulei de la 830—850°C şi revenite la temperaturile indicate în diagramă.

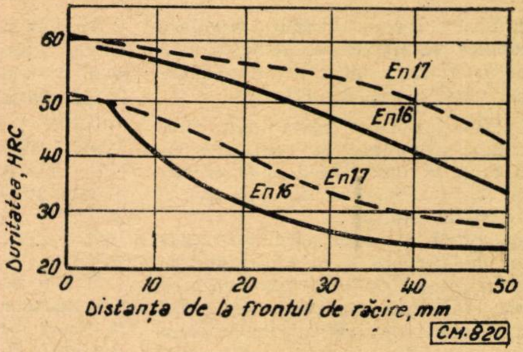


Fig. 1

Oţelurile En—16 şi En—17 sînt larg întrebuinţate în construcţia de motoare, îndeosebi pentru arbori cotiţi. De asemenea sînt întrebuinţate pentru arbori, bolţuri, discuri de frînă, biele şi alte organe de maşini.

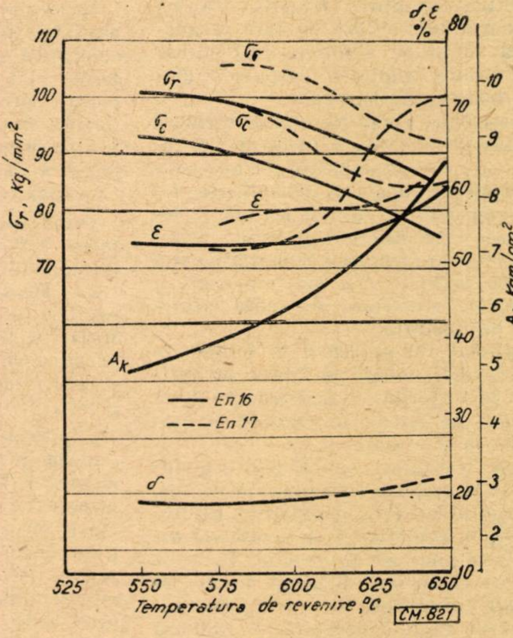


Fig. 2.

Oţelurile En—16 şi En—17 se folosesc pentru tijele pistoanelor de la ciocanele cu abur şi pentru fabricarea buteliilor cu oxigen.

Ca urmare a proprietăţilor pe care le întrunesc şi preţului de cost redus, gradul de folosire a celor două oţeluri este în continuă creştere. În anul 1950 s-au produs 99 100 t lingou, iar în anul 1960, 244 000 t lingou.

RECENZII

I. Lăzărescu. Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964, 520 pag., 471 fig.

Lucrarea reuneşte cunoştinţele fundamentale privitoare la operaţiile de aşchiere şi la proiectarea sculelor necesare. Este redactată în două părţi, totalizînd 30 capitole.

Capitolul I prezintă parametrii procesului de aşchiere şi ai sculei aşchietoare. În primul rînd este luată în considerare rabotarea, pentru care sînt definite mărimile caracteristice (unghiuri, raza de ascuţire, parametrii secţiunii aşchiei, procesului şi sculei), cu indicarea relaţiilor de calcul respective. La o serie de operaţii, studiate în continuare se precizează particularităţile sculelor prin analogie cu cuţitul de rabotat (mortezare, broşare, pilire). O dezvoltare mai mare au paragrafele consacrate strunjirii, frezării, găuririi şi filetării, în legătură cu care se analizează probleme similare, mai sumar fiind tratate debitarea, lărgirea, adîncirea, lamarea şi alezarea.

Bazele fizice ale procesului de aşchiere a metalelor constituie obiectul capitolului II. Se examinează deformarea materialului aşchiat, cu evidenţierea dependenţei faţă de diverşi factori, şi fenomenele care însoţesc procesul : depuneri pe tăiş sau fenomenele petrecute sub linia de aşchiere. Un loc important îl deţine, de asemenea, dinamica procesului de aşchiere.

Capitolul III se referă la forţele de aşchiere determinate pe grupe de operaţii. În majoritatea acestora, pe lîngă metodele de calcul, se prezintă şi procedeele de măsurare.

După calitatea suprafeţelor prelucrate prin aşchiere (macroneregularităţi, microneregularităţi, ondulaţii — capitolul IV), în capitolul V se abordează aspectele termice ale procesului. În acest sens se elaborează bilanţul termic al aşchierii metalelor, se evaluează cantitatea de căldură degajată, se studiază influenţa unor factori asupra temperaturii cuţitului etc. Legat de acestea, capitolul VI se ocupă de lichidele active de ungere şi de răcire utilizate la prelucrarea mecanică. Analiza acţiunii pe care lichidele menţionate o exercită asupra desfăşurării procesului este însoţită de clasificarea lor, în conformitate cu proprietăţile principale, şi de indicaţii practice privind întrebuinţarea.

Capitolul VII este destinat uzurii sculelor aşchietoare, iar capitolul VIII, vitezei de aşchiere. În primul se remarcă criteriile de uzură examinate pentru tipurile principale de scule ; din cuprinsul celuilalt sînt demne de relevat aspectele economicităţii procesului şi relaţiile de calcul al vitezei corespunzătoare operaţiilor fundamentale.

Partea întîi se încheie cu capitolul IX, în care se prezintă noţiuni asupra materialelor pentru scule.

Trecînd la proiectarea sculelor aşchietoare, capitolul X se referă la cuţitele pentru strunjire, rabotare şi mortezare. După clasificare se elaborează calculul cuţitului şi se precizează modul de stabilire a regimului de lucru. În continuare sînt descrise particularităţile cuţitelor pentru prelucrarea interioară şi pentru aşchierea avansată, la sfîrşit fiind indicate prescripţii de tehnica securităţii muncii.

Următoarele două capitole au obiective asemănătoare. Astfel, capitolul XI tratează despre cuţite profilate, o importanţă deosebită fiind acordată proiectării cuţitelor-disc, cuţitelor prismatice şi celor aşezate oblic faţă de axa semifabricatului. Din conţinutul capitolului XII — cuţite pentru filet — reţinem datele privind cuţitele pentru filet mult înclinat şi sculele pentru prelucrarea filetului cu viteze rapide.

În capitolul XIII sînt cuprinse cunoştinţele despre broşe. Şi aici, pe lîngă elucidarea problemelor tipurilor obişnuite din această categorie (broşe pentru prelucrare interioară şi exterioară), sînt inserate construcţii speciale pentru broşare progresivă, netezire, prelucrarea găurilor adînci şi a alezajelor cu canale elicoidale.

După indicaţii asupra pilelor, capitolele XV şi XVI se ocupă de freze, ultimul fiind rezervat frezelor pentru filete. Menţionăm din materialul acestor capitole proiectarea frezelor cu dinţi frezaţi şi detalonate, descrierea frezelor pentru aşchiere avansată, a frezelor-disc pentru filete lungi şi a frezelor-pieptene pentru filete scurte.

Capitolele XVII—XIX sînt consacrate sculelor pentru prelucrarea găurilor şi alezajelor. Dimensionarea burghielor este urmată de prezentarea diferitelor construcţii de astfel de scule şi a construcţiilor de lărgitoare, adîncitoare şi scule pentru lamat, ca încheiere fiind examinate alezoarele. Ca şi în capitolele precedente, se stabilesc regimurile de lucru pentru fiecare tip de sculă.

Problema sculelor pentru prelucrarea filetelor este reluată în capitolul XX — tarozi şi filiere — următoarele opt capitole abordînd domeniul sculelor pentru execuţia roţilor dinţate. Dintre acestea, capitolele XXI—XXIV tratează sculele destinate roţilor dinţate cilindrice : cele care lucrează prin copiere (o pondere mare avînd frezele-modul), cuţitele-pieptene pentru mortezat (cu dinţi drepţi şi înclinaţi), frezele-melc-modul pentru danturat (cu sublinierea caracteristicilor profilului şi a erorilor introduse prin înlocuirea profilului curbiliniu cu profil rectiliniu) şi, respectiv, cuţitele-roată pentru danturat (principii constructive şi de proiectare etc.). Celelalte patru capitole se ocupă de sculele pentru prelucrarea roţilor conice cu dinţi drepţi, înclinaţi şi curbi (frezare, broşare, rabotare şi prelucrarea danturii paloide), sculele pentru prelucrarea angrenajelor melcate (cilindrice şi globoidale), procesul de şeveruire şi sculele corespunzătoare şi, respectiv, sculele pentru profiluri neevolventice, lucrînd prin rostogolire (principii de generare a profilului şi proiectarea prin metoda grafică şi analitică).

Capitolul XXIX — aşchierea cu scule abrazive — prezintă materialele întrebuinţate la confecţionarea acestora şi particularităţile de desfăşurare a procesului, în general, şi a operaţiilor de rectificare, în special. De asemenea, îşi au locul aici indicaţii asupra alegerii corpului abraziv adecvat anumitor operaţii şi elemente asupra rectificării rapide.

Capitolul XXX se referă pe scurt la operaţiile de prelucrare foarte fină, accentul principal fiind pus pe honuire.

Lucrarea oferă cititorilor un bogat material privind procesul şi sculele de aşchiere, contribuind la difuzarea sistematică a aspectelor teoretice şi a soluţiilor practice din acest domeniu. Un aport substanţial se datoreşte celor 32 anexe, care cuprind date de proiectare şi de execuţie în legătură cu operaţiile şi sculele analizate. Lucrarea este utilă inginerilor proiectanţi şi tehnologi din ramurile constructoare de maşini, cum şi studenţilor politehnicieni.

Tehnica antrenării. Leipzig, Fachbuchverlag, 1960, 363 pag.

Cunoaşterea caracteristicilor anumitor elemente de maşini uşurează atît munca de documentare, cît şi proiectarea agregatelor în a căror componenţă intră aceste elemente.

Ideea de bază a catalogului menţionat urmăreşte să pună la dispoziţia tehnicienilor, prin reproducerea standardelor respective, datele constructive ale reductoarelor ce se execută în mod curent de către industria de specialitate din R.D.G.

Primul capitol al catalogului cuprinde o tabelă sinoptică a tipurilor de reductoare, specificînd normele de stat, T.G.L. sau numărul desenului de execuţie. În legătură cu datele constructive se indică : numărul de trepte, tipul de lagăre, puterea, raportul de transmisie şi sistemul constructiv.

Capitolul următor este format dintr-o tabelă ce conţine, în vederea relaţiilor comerciale, marca fabricii, adresa, telefoane, telegraf şi telex.

Într-un capitol special sînt indicate, pentru cele cinci fabrici de reductoare, posibilităţile tehnologice de execuţie a danturii pentru toate tipurile de reductoare realizate (tăierea danturii, călirea, rectificarea etc.). Ca anexă la acest capitol sînt reproduse recomandările T.G.L.5543 privind nomenclatura, schemele cinematice, denumirea şi marcajul. În continuare sînt redate prescripţiile T.G.L.5848 privind condiţiile generale de livrare.

Pentru realizarea unei uniformizări a denumirilor este reprodus T.G.L. 4118, cuprinzînd denumirea pieselor și subansamblurilor reductorului, iar pentru înlesnirea alegerii reductorului este redat T.G.L. 4735, care cuprinde criteriile de alegere și bazele de calcul. Capitolul se încheie cu formularele tip, care se completează în vederea comenzii. Capitolul următor reprezintă catalogul propriu-zis împărțit în funcție de tipurile de reductoare fabricate.

Pentru reductoarele cu dantură dreaptă și înclinată apar normele pentru reductoare biax, triax și multiax de utilizare normală, pentru macarale, instalații de vas etc.

Fiecare gamă de reductoare este precizată prin raportul de reducere, turație, putere, cotele de gabarit, fixarea în fundație și diametrele axelor. Reductorul este redat sub formă de schiță completată cu una sau două fotografii și, în cazul mai multor posibilități de montaj, însoțită de o tabelă specificînd aceste aspecte. În continuare apar șapte grupe de reductoare cu dantură dreaptă, echipate cu motoare cu flanșe, cu puteri pînă la 2 200 kW și patru grupe cu cuplare în repaus, de puteri pînă la 800 kW.

Într-un paragraf special apar reductoarele ce permit cuplarea în sarcină și inversoarele navale pînă la 800 CP. În paragrafe separate apar reductoarele planetare, reductoarele cu danturi conice, drepte și spirale, pînă la 150 kW sau pentru turbine hidraulice, pînă la 800 kW, și reductoare conice cu motoare flanșe pînă la 140 kW putere sau cu cuplare în repaus, respectiv în sarcină. Capitolul se încheie cu reductoare cu melc, cu dantură normală sau globoidală, avînd motoare normale sau cu flanșe pentru puteri pînă la 50 kW. Catalogul reprezintă o lucrare utilă, atît în domeniul proiectării prin posibilitățile de cunoaștere a gamei de reductoare, cît și în domeniul întreținerii, personalul de întreținere avînd la dispoziție date care să ușureze înlocuirea subansamblurilor uzate.

L. V. Korcemnii. **Mecanismul de distribuție al motorului.** Moscova Mașinostroenie, 1964, 210 pag.

În cadrul lucrării sînt analizate cinematica și dinamica mecanismului de distribuție cu supape pentru motoarele de automobil de mare turație.

Sînt tratate de asemenea metodele moderne de proiectare și trasare a camelor axului de distribuție și este analizată influența parametrilor constructivi ai pieselor mecanismului de acționare asupra solicitării organelor sistemului.

În primul capitol se tratează cinematica mecanismelor cu came; sînt redate principalele legi de deplasare a tachetului în funcție de profilul camei, sinteza cinematică a mecanismului cu determinarea coordonatelor centrului discului de rectificat, cum și abaterile la ridicarea tachetului.

În legătură cu mecanismul cu tachet central, cu rolă sau ciupercă, sînt prezentate, de asemenea, legile de deplasare în funcție de profilul camei, ca și în funcție de legea de ridicare a tachetului plat. Se face sinteza cinematică a mecanismului și se prezintă influența schimbării razei de curbură a suprafeței de sprijin a tachetului asupra cinematicii respective.

Pentru mecanismele cu came și pîrghie, avînd suprafața de contact plană (mecanismele cu came cu tachet excentric și cu rolă) și mecanismele cu came și pîrghie avînd suprafața de contact cilindrică, se prezintă metodele de determinare a legii de deplasare a pîrghiei, respectiv a tachetului, în funcție de geometria mecanismului, cum și sinteza cinematică a acestuia.

În încheiere se analizează cinematica mecanismului de transmisie camă-supapă, pentru cazul cînd capul inferior al tijei împingătorului se deplasează după o dreaptă sau o curbă.

În capitolul al doilea se tratează dinamica mecanismelor respective, stabilindu-se schema de calcul, ecuația de deplasare a supapei, metodele rezolvării practice a acestei ecuații, aprecierea calității dinamice a acționării supapei, cum și influența diferiților parametri geometrici și funcționali asupra mecanismului de fucționare. Se menționează influența amortizării oscilațiilor, a mărimii jocului în transmisia mecanismului, a înălțimii vîrfului camei, a forțelor de presiune a gazelor, a turației motorului, a efortului resortului supapei, a legii de ridicare a tachetului etc.

În capitolul al treilea se precizează calculul profilului camei pentru funcționarea fără șocuri, calculul după metoda „Polidein", cum și diferite alte metode de calcul. Se stabilesc condițiile de precizie pentru executarea camelor și se analizează diferite legi de ridicare a tacheților, analitic și grafic. Se prezintă exemple de calcul al profilului camei.

În capitolul al patrulea se tratează influența parametrilor constructivi asupra solicitării pieselor mecanismului de distribuție și se prezintă calculul respectiv de rezistență. Se analizează în detaliu influența geometriei camei și a tachetului asupra tensiunilor de contact și a alunecării reciproce, calculul tijei, alegerea amplasării reciproce a culbutorului și a supapei, calculul resorturilor, alegerea parametrilor optimi de construcție a mecanismului etc.

Ca anexă se precizează datele inițiale necesare calculului mecanismului de acționare a supapei.

Lucrarea este prezentată la un înalt nivel științific, graficele și exemplele practice ușurînd asimilarea conținutului; se adresează cadrelor de specialitate din industria constructoare de motoare, cum și celor din institutele de cercetări.

M. G. Kruglov. **Termodinamica și gazodinamica motoarelor în doi timpi cu ardere internă.** Moscova, Mașghiz, 1963.

În cadrul lucrării sînt analizate termodinamica și gazodinamica proceselor de lucru în motoarele în doi timpi, folosindu-se rezultatele cercetărilor experimentale efectuate pe motoare și modele.

Capitolul I tratează problema similitudinii și a modelelor în dinamica gazelor, ecuațiile de bază, condițiile echivalenței, criteriile de similitudine și uniformitate, similitudinea și modelarea proceselor schimbului de gaze, ecuația de debit și corelația dintre criteriile de similitudine.

În capitolul II se analizează calculul organelor de distribuție. Se prezintă metodele de calcul pentru secțiunile de trecere, metodele de determinare a temperaturii gazului în cilindru la începutul evacuării, modul de determinare a volumului de gaze evacuate din cilindru în timpul schimbului de gaze, determinarea secțiunii în timp a organelor de distribuție și alegerea parametrilor și coeficienților necesari la calculul organelor de distribuție.

În continuare se dau indicații privind ordinea de succesiune a operațiilor de calcul și se prezintă exemple de calcul. De asemenea se analizează problema debitului de aer ce trece prin motor, variația presiunii în cilindru în timpul schimbului de gaze și se determină presiunea necesară a aerului în carter și interdependența dintre secțiunea de trecere, umplere și evacuare.

Capitolul III este consacrat analizei coeficienților schimbului de gaze care influențează bilanțul energetic al procesului. Astfel se analizează coeficientul de exces de aer, pierderile de amestec carburant în timpul aspirației la motoarele cu carburator, coeficientul de gaze reziduale și se determină coeficientul de umplere, fără și cu supraalimentare.

În capitolul IV sînt analizate procesele instabile, care au loc în timpul schimbului de gaze, insistîndu-se asupra influenței acestora asupra modului în care decurge schimbul de gaze și se precizează ecuațiile de variație a parametrilor gazului în cazul deplasării nestabilizate a procesului într-un singur sens. În continuare, după definirea unor noțiuni în legătură cu indicii caracteristici ai motorului, se analizează oscilațiile de presiune în galeria de evacuare în timpul schimbului de gaze, ecuația de legătură a parametrilor limită, viteza de deplasare a gazului în cilindrul motorului cu baleiaj în echicurent și se determină presiunea în cilindru în timpul schimbului de gaze.

Capitolul V tratează problema folosirii energiei gazelor arse, determinîndu-se temperatura gazelor, caracteristicile difuzorului și se analizează funcționarea sistemului de evacuare cu convertizor de impulsuri și sistemul de supraalimentare cu presiune constantă înaintea turbinei, precizîndu-se parametrii gazului înaintea turbosuflantei, în cazul sistemului de supraalimentare prin impulsuri.

În încheiere se studiază avansul evacuării la motorul în doi timpi cu supraalimentare prin turbosuflantă.

În capitolul VI, autorul analizează problema aerodinamicii curentului de gaze în cilindru, influența curentului de aer asupra schimbului de gaze și aspectele specifice motorului cu flux inversat.

În ultimul capitol se prezintă metodele de cercetare a schimbului de gaze pe motoare şi modele, modul de determinare a parametrilor de funcţionare a motoarelor similare, a modelului rece şi se evidenţiază criteriile de similitudine. În continuare se stabileşte expresia generalizată pentru determinarea coeficientului de exces de aer, cum şi expresia consumului de aer.

În încheiere se evidenţiază o serie de recomandări practice pentru folosirea modelelor pentru cercetarea schimbului de gaze.

Lucrarea se adresează cadrelor tehnice şi ştiinţifice interesate în problemele de proiectare şi cercetare în domeniul motoarelor în doi timpi.

Metodica determinării eficienţei economice a introducerii tehnicii noi a mecanizării şi a automatizării proceselor de producţie în industrie. Moscova, 1963, 45 pag.

Lucrarea apărută în seria de lucrări tehnico-economice a Academiei de ştiinţe a U.R.S.S. analizează în patru capitole, cu exemplificări concrete, pornind de la indicii de bază ai eficienţei economice, metodica determinării eficienţei economice în industrie.

În capitolul I se prezintă măsurile ce trebuie luate în scopul materializării eficienţei economice privind introducerea tehnicii noi; se trece apoi la determinarea mărimii investiţiilor capitale, a variaţiilor preţului de cost, a termenelor de răscumpărare şi a coeficienţilor eficienţei economice. Capitolul se încheie cu calculul indicilor de creştere a productivităţii muncii.

Capitolul II prezintă metodica alegerii variantelor de realizare a măsurilor pentru introducerea tehnicii noi, indicînd în continuare modul de determinare a eficienţei economice a măsurilor complexe şi a noilor produse.

Capitolul III ia în considerare calculele eficienţei economice în cadrul planificării introducerii tehnicii noi, indicînd în acelaşi timp modul de determinare a direcţiilor celor mai eficiente de dezvoltare a tehnicii şi a ordinii de introducere a măsurilor respective. Se analizează, de asemenea, influenţa introducerii tehnicii noi asupra îndeplinirii sarcinilor de plan.

Capitolul IV se referă la efectul economic anual, obţinut ca rezultat al introducerii tehnicii noi, demonstrînd printr-o serie de calcule şi tabele comparative influenţele pozitive ale acesteia.

Lucrarea, la a cărei apariţie au participat o serie de oameni de ştiinţă din domeniul economiei şi consilii economice unionale, este deosebit de utilă conducătorilor din întreprinderile industriale, care au ca sarcină permanentă urmărirea eficienţei economice în urma introducerii tehnicii noi în procesul de producţie.

J. Hirschhorn. **Cinematica şi dinamica mecanismelor plane** (Kinematics and Dynamics of Plane Mechanisms). New Yok, Mc Graw-Hill, 1962, 365 pag.

Alcătuită din 13 capitole, lucrarea tratează cinematica, dinamica şi sinteza mecanismelor plane, în special a celor cu pîrghii.

Capitolul 1, consacrat bazelor analizei vectoriale, cuprinde noţiuni despre mărimile vectoriale şi scalare, despre vectori liberi, alunecători şi ficşi şi despre operaţiile elementare cu vectori.

În capitolul 2 se prezintă cinematica mişcării plane a punctului. Pentru început se stabilesc expresiile deplasării vitezei şi acceleraţiei punctului în diferite sisteme de coordonate, precum şi ecuaţia razei de curbură a traiectoriei. În continuare, se examinează metodele grafice de diferenţiere şi integrare a funcţiilor şi se indică relaţiile de bază ale mişcării relative.

Capitolul 3 abordează problemele cinematicii corpului solid, cu referire la mişcările plane de translaţie, rotaţie şi compuse. În legătură cu determinarea centrului instantaneu de rotaţie (polul vitezelor) se descrie metoda vectorilor ortogonali. Dintre celelalte probleme studiate menţionăm calculul acceleraţiei polului vitezelor şi al acceleraţiei centrului de curbură al centroidei.

În capitolul 4 se trece la cinematica mecanismelor elementare. După definiţii fundamentale se prezintă ecuaţia de determinare a numărului de grade de libertate a mecanismelor plane şi diferite tipuri de astfel de mecanisme, cu evidenţierea posibilităţilor de transformare. Se expune apoi teorema celor trei centre instantanee de rotaţie şi se aplică o serie de metode pentru determinarea vitezei punctelor mecanismelor. În final, se examinează cinematica mecanismelor cu cupluri de rostogolire şi de alunecare, cu luarea în considerare a acceleraţiei lui Coriolis.

În cadrul capitolului 5, destinat mecanismului bielă-manivelă, suscită interes metodele simplificate de studiere a cinematicii, după care sînt date formulele exacte şi aproximative pentru calculul deplasării, vitezei şi acceleraţiei de translaţie; acelaşi obiectiv îl au şi metodele grafice prezentate în continuare.

Capitolul 6 se referă la mecanismele compuse alcătuite din contururi închise. Legat de aceasta se descrie metoda analizei vitezelor, a lui Goodman, metoda vitezelor normale, a lui Hirschhorn şi metoda punctului auxiliar, a lui Hall şi Ault. Compararea diferitelor metode este efectuată în ultimul paragraf.

Capitolul 7 cuprinde elemente esenţiale ale dinamicii şi staticii, ca legea lui Newton, principiul conservării energiei, principiul lui d'Alembert etc., cum şi metode de determinare a momentului de inerţie şi de înlocuire a maselor. De asemenea, este inclusă analiza forţelor de echilibru al corpului solid şi a forţelor de frecare a cuplurilor cinematice de translaţie şi de rotaţie.

Problema forţelor care acţionează asupra mecanismelor este reluată în capitolul 8, în care sînt inserate numeroase exemple practice. În capitol îşi au locul şi problemele frecării în cuplurile diverselor mecanisme. Se acordă importanţa cuvenită distribuţiei tensiunilor în elementele mecanismelor şi efectului giroscopic.

În capitolul 9 se studiază mişcarea mecanismelor sub acţiunea unor forţe date (de exemplu, prin metoda distribuţiei energiei, a lui Quinn), iar în capitolul 10 — unele aspecte ale cinematicii mecanismului patrulater, aplicînd cunoştinţele redate în capitolul 3.

Capitolul 11 este consacrat metodelor grafice de sinteză a mecanismelor plane. În acest sens se examinează sinteza după două şi trei poziţii ale bielei, proprietăţile triunghiului centrelor de rotaţie, sinteza prin reproducerea unei funcţii date etc. Printre procedeele utilizate se remarcă metoda centrului relativ de rotaţie, metoda reducerii numărului de poziţii, metoda polului vitezelor.

Metodele analitice de sinteză a mecanismelor constituie obiectul capitolului 12. Şi aici, după introducerea relaţiilor analitice fundamentale, se tratează reproducerea unei traiectorii date. În continuare este ridicată problema utilizării maşinilor electronice de calcul pentru sinteza mecanismelor. Capitolul este ilustrat printr-o serie de cazuri practice.

În capitolul 13 se studiază oportunitatea combinării metodelor grafice şi analitice de sinteză. Pentru exemplificare, această practică este aplicată în cazul mecanismelor de prelucrare a corpurilor de rotaţie cu profil cunoscut.

Lucrarea oferă un preţios material în domeniul mecanismelor plane, bine conturat din punct de vedere teoretic şi practic, sistematizat pe baza unei bibliografii corespunzătoare din literatura tehnică engleză şi germană. El poate servi la proiectarea maşinilor moderne, fiind astfel util inginerilor proiectanţi, precum şi cadrelor didactice şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior.

M. Wolf. **Strömungskupplungen und Strömungswandler** (Ambreiaje şi convertizoare hidraulice). Berlin, Springer Verlag, 1962.

Multe tipuri de autovehicule au adoptat sistemul hidraulic de transmisie, inventat acum 60 de ani de Hermann Föttinger (1877—1945). Autorul lucrării expune, în principal, rezultatele studiilor personale efectuate la Centrul de cercetări al uzinelor Fiat din Torino, mai ales în domeniul adoptării transmisiei hidraulice la autovehiculele rutiere.

După un prim capitol, în care se trec în revistă caracteristicile de bază ale ambreiajelor şi convertizoarelor hidraulice, capitolul al doilea, care formează o treime a lucrării, dezvoltă problemele teoretice ale proiectării ambreiajelor hidraulice, insistîndu-se asupra aspectelor hidrodinamice şi termice. Capitolul următor tratează în mod similar convertizoarele hidraulice : analiza matematică, agregarea convertizor-motor, calculul parametrilor fundamentali şi al paletajului, mijloacele de îmbunătăţire a randamentului şi de lărgire a domeniului economic de utilizare etc. Lucrarea se termină cu analiza cîtorva construcţii tipice de transmisii hidraulice.

F. Wankel. **Einteilung der Rotations-Kolbenmaschinen** (Clasificarea maşinilor cu pistoane rotative). Stuttgart, Deutsche Verlags Anstalt, 1963.

Numărul mare de propuneri existente în domeniul motoarelor cu pistoane rotative a generat necesitatea unei clasificări a acestora care, printre altele, să uşureze compararea lor corespunzătoare. În prezent, unele dintre cele mai importante uzine constructoare de maşini s-au angajat în construcţia de motoare cu pistoane rotative. Nu este de mirare că Felix Wankel, primul care a înregistrat unele succese remarcabile în acest domeniu, a elaborat un sistem raţional de clasificare a motoarelor cu pistoane rotative. Sistemul său de clasificare permite o uşoară şi sistematică apreciere a tuturor maşinilor cu pistoane rotative, motoare, compresoare, suflante, pompe. În primul rînd autorul defineşte diferiţii termeni, configuraţii şi moduri noi de mişcare, pentru ca apoi să examineze numărul de componente rotitoare care pot fi create ca spaţii cu volum variabil. Clasificarea autorului se bazează pe trasarea locurilor comune ale centrelor de gravitate ale părţilor în mişcare ; se deosebesc cele cu viteze uniforme de cele cu viteze variabile şi se stabileşte şi criteriul modului de realizare a mişcării relative, prin care se formează volumele camerelor variabile. Pe această cale se pot clasifica toate tipurile de maşini cu pistoane rotative cunoscute în prezent.

Autorul, împreună şi cu o serie de colaboratori, a folosit această metodă în scopul analizării şi clasificării tuturor variantelor posibile ale numeroaselor scheme de motoare cu pistoane existente. În timpul studiului s-au schiţat configuraţii noi, care le-au fost sugerate de către schemele clasificate în tabele cu coloane şi rînduri. Multe compartimente goale din aceste tabele au fost completate, unele rămînînd încă goale, deoarece, în general, ar fi complet nepractice. În această ordine de idei se poate face o apropiere oarecare între clasificarea lui Wankel şi aceea a elementelor chimice. Tocmai acesta este şi marele merit al sistemului lui Wankel. S-ar putea spune că sistemul său de clasificare îi va perpetua numele în mai mare măsură decît motorul pe care l-a inventat.

Sistemul de clasificare al lui Wankel permite o uşoară analiză a oricărei invenţii, în ceea ce priveşte originalitatea sa.

Lucrarea este scrisă la nivel înalt, conţine multe definiţii valoroase şi cuprinde numeroase schiţe, patru tabele de clasificare şi 17 planşe de modele. Schiţele sînt executate în cinci culori, pentru a uşura recunoaşterea scopului funcţional al fiecărui subansamblu.

V. M. Dobkin, E. M. Duleev şi E. P. Feldman. **Reglarea automată a proceselor termice.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 364 pag.

Lucrarea prezintă construcţia şi principiile de funcţionare a regulatoarelor moderne utilizate în instalaţiile termice, cum sînt cele electronice, pneumatice, hidraulice şi electromecanice. Cele două părţi ale lucrării sînt precedate de un capitol introductiv, cuprinzînd noţiuni generale asupra reglării automate a proceselor termice. Dintre problemele abordate sînt demne de relevat avantajele automatizării instalaţiilor, elementele şi schema-bloc a instalaţiei, elementele de teorie a reglării automate.

În partea întîi sînt descrise regulatoarele şi organele de reglare, în cadrul a cinci capitole.

Capitolul I se referă la regulatoarele electromecanice şi electrohidraulice. După prezentarea schemei-bloc şi a coloanei de reglare corespunzătoare regulatoarelor electromecanice, se trece la elementele de măsurat ale acestei coloane : cele destinate măsurării presiunilor şi căderilor de presiune, nivelului apei în tamburul cazanelor de abur şi temperaturilor, cu menţionarea schemei de transmitere la distanţă a impulsurilor. În continuare se examinează elementele de execuţie (servomotor, elementul de comandă la distanţă, sisteme de urmărire) şi apoi schema electrică a regulatorului şi a aparaturii auxiliare. Paragrafele consacrate regulatoarelor electrohidraulice tratează traductoarele de măsurare, adaptoarele de ieşire, schema generală etc.

O dezvoltare mai amplă are capitolul II, privitor la regulatoarele electronice. Pentru început sînt luate în considerare regulatoarele specializate, cu contacte. Remarcăm printre acestea o serie de traductoare de fabricaţie sovietică, pentru măsurarea diferitelor mărimi, în legătură cu care sînt date schemele de principiu şi caracteristicile tehnice. De asemenea, un loc important îl ocupă regulatoarele electronice pentru cazanele de abur, servind la reglarea automată a presiunii, debitului, nivelului şi temperaturii, sau asigurînd economicitatea arderii, purja continuă şi repartizarea sarcinii între agregate, cum şi aparatura şi elementele auxiliare. Regulatoarele electronice fără contacte sînt urmate de sisteme de reglare electronice : universal unificat (sovietic), folosit la procesele tehnologice din industrie, tip ERS (cehoslovac), destinat instalaţiilor industriale şi centralelor termice, şi tip CRA—160 (romînesc), utilizat de exemplu pentru reglarea temperaturii unui cuptor.

Capitolele III şi IV prezintă noţiuni fundamentale asupra regulatoarelor hidraulice şi, respectiv, pneumatice, care sînt întrebuinţate încă pe scară largă. Dintre primele menţionăm amplificatoarele cu jet mobil şi elementele de măsură şi de referinţă, completate cu schema generală a regulatorului şi a aparaturii auxiliare ; dintre celelalte se disting adaptoarele şi traductoarele, cum şi elementele pentru scopuri speciale (însumare, anticipare, relee de raport). În cadrul capitolului IV se indică şi elementele sistemului de reglare pneumatic SRUP, construite în R.P.R.

Capitolul V se ocupă de organele de reglare. Sînt descrise tipurile reprezentative şi condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească, analizîndu-se apoi în paragrafe speciale robinetele, clapetele rotative de laminare şi alimentatoarele cu combustibil ; în capitol este acordată atenţia cuvenită şi reglării debitelor ventilatoarelor. Conţinutul este întregit prin noţiuni de bază asupra alegerii şi calculului organelor de reglare.

Partea a doua, formată din şase capitole, tratează sistemele de reglare automată a proceselor termice.

Capitolul VI are ca obiectiv procesele de ardere din cazanele de abur cu tambur. Iniţial se expun condiţiile impuse reglării procesului, apoi proprietăţile cazanului ca element reglat (cu includerea a două exemple practice de determinare a caracteristicilor acestuia), pentru a se examina în continuare principiile generale ale reglării automate a procesului de ardere. Aspectele evidenţiate aici sînt reglarea presiunii aburului şi a sarcinii cazanului, reglarea economicităţii procesului şi reglarea depresiunii în focar. Schemele de principiu ale sistemelor corespunzătoare sînt urmate, în încheierea capitolului, de prezentarea soluţiilor constructive.

În aceeaşi manieră este dezvoltat capitolul VII privind reglarea automată a instalaţiilor de preparare a cărbunelui cu buncăr de praf. Reţinem dintre problemele atacate proprietăţile morilor ca element reglat al încărcării şi, în cazul reglării procesului de uscare, şi schemele de automatizare a instalaţiei de preparare a prafului, cu aparatură electromecanică, electronică şi hidraulică.

Revenind la instalaţiile de cazane, capitolele VIII—X se referă la noi aspecte : reglarea automată a alimentării cu apă a cazanelor cu tambur, a temperaturii de supraîncălzire a aburului şi a cazanelor cu străbatere forţată. În primul se relevă diferitele tipuri de regulatoare utilizate, în cel de-al doilea, metodele de reglare, cu sublinierea avantajelor şi dezavantajelor, iar în ultimul, perturbaţiile care pot apărea în funcţionare şi schemele de reglare.

Avînd un cuprins mai redus, capitolul XI este consacrat reglării automate a echipamentului auxiliar al secţiilor de turbine. Sînt date aici principii de automatizare a instalaţiilor de reduce şi de răcire a aburului (IRR), completate cu cele corespunzătoare instalaţiilor prevăzute cu intervenţie rapidă (IRRIR).

Lucrarea este tradusă din limba rusă, fiind actualizată şi adaptată la condiţiile din R.P.R. În acest sens au fost reduse capitolele privind regulatoarele cu o răspîndire limitată în ţara noastră (de exemplu, cele hidraulice) şi au fost inserate regulatoarele moderne sovietice, construite după apariţia ediţiei în limba rusă, cum şi regulatoare cehoslovace şi romîneşti.

Datorită conţinutului său bogat în cunoştinţe necesare pentru proiectarea sistemelor de reglare automată a proceselor termice şi de automatizare a acestora, lucrarea este utilă inginerilor proiectanţi şi din exploatare, cum şi studenţilor termotehnicieni.

Cronică

Sesiunea tehnico-ştiinţifică a uzinei „Griviţa roşie"

La uzina „Griviţa roşie"—Bucureşti a avut loc o sesiune tehnico-ştiinţifică cu tema „Procedee noi în construcţia şi execuţia utilajului tehnologic pentru industria chimică şi rafinării".

Au fost prezentate o serie de referate de către specialişti din uzină şi colaboratori de la Institutul politehnic—Bucureşti şi Academia militară generală, în care s-au arătat noutăţile apărute în construcţia utilajului tehnologic pentru industria chimică. Astfel, referatul „Tendinţe noi în construcţia utilajului chimic" a tratat pe scurt aspectul funcţional în cîteva aparate din industria chimică, insistînd asupra coloanelor şi reactoarelor. Au fost dezvoltate problemele puse de construcţia utilajelor chimice: etanşări de joasă, medie şi înaltă presiune, construcţii de sisteme de încălzire, detalii de construcţii de aparatură din oţeluri placate şi anticorosive masive, corpuri de înaltă presiune, aparatură din material termoplastic etc.

Un procedeu nou — ambutisarea metalelor prin explozie—prin care deformarea plastică a tablelor se realizează cu ajutorul undelor de şoc, produse prin explozie, a fost descris în referatul „Încercări experimentale privind ambutisarea fundurilor prin explozie". S-au arătat problemele ridicate de realizarea experienţelor efectuate pînă în prezent şi controlul în legătură cu posibilităţile de aplicare a procedeului la ambutisarea fundurilor pentru utilaj chimic şi petrolier în Uzina „Griviţa roşie".

Întrucît la construcţia schimbătoarelor de căldură se utilizează ţevi din alamă stabilizată, aduse din import, s-au făcut experimentări de laborator în vederea obţinerii unor prealiaje cu arseniu şi apoi s-au efectuat încercări cu aceste prealiaje în turnătorie, în vederea obţinerii alamei stabilizate. Referatul „Stabilizarea cu arseniu a alamei" a expus acest procedeu, insistînd asupra metodelor de dezoxidare a aliajului topit. În lumina teoriilor actuale, s-a explicat influenţa arseniului ca inhibitor al fenomenului dezincării alamelor.

Posibilităţile de extindere a procesului de sudură în baie de zgură la utilajul tehnologic au fost arătate într-un referat în care s-au descris fenomenele ce apar în timpul procesului, domeniul de aplicare şi avantajele ce le prezintă.

La sesiune au participat cadre de specialitate din uzinele constructoare de utilaj chimic şi rafinării, precum şi de la Academia militară generală.

A. Văideanu

Adunarea anuală a Institutului Internaţional de sudură I.I.S. Praga, iulie 1964

Între 6 şi 11 iulie 1964 s-a ţinut la Praga a XVIII-a adunare anuală a Institutului Internaţional de sudură. La invitaţia Institutului cehoslovac de sudură au participat circa 700 de delegaţi din 23 de ţări.

Şedinţele comitetului de direcţie şi ale comisiilor de lucru au fost substanţiale în ceea ce priveşte dezbaterile unor numeroase şi interesante documente. În multe cazuri, o serie de documente au fost recomandate spre publicare în revista I.I.S. „Le Soudage dans le Monde", cum şi în revistele de specialitate ale ţărilor membre.

La începutul adunării, prof. H. A. Wells (Anglia) a prezentat conferinţa Houdremond pentru anul 1964 cu titlul: Încercări pe bare crestate; mecanismul ruperii; rezistenţa la rupere fragilă a îmbinărilor sudate. În afară de aceasta, au avut loc şedinţe publice asupra temei: Sudarea în echipamentul centralelor de energie. În cadrul acestor şedinţe publice au fost prezentate 22 de memorii de către autori din opt ţări membre ale I.I.S.

În timpul lucrărilor adunării a fost deschisă şi o Expoziţie Internaţională de publicaţii din domeniul sudurii. În cadrul expoziţiei s-a organizat o secţie specială privind sudarea în centralele de energie. Delegaţilor li s-a oferit ocazia de a vizita patru întreprinderi industriale şi de a face excursii cu caracter tehnic şi turistic în diverse regiuni ale R.S.C.

În ceea ce priveşte unele probleme organizatorice ale I.I.S. sînt de semnalat următoarele:

Ca urmare a unei modificări în statutul I.I.S. numărul vicepreşedinţilor a crescut de la 4 la 5; numărul ţărilor membre a crescut de la 30 la 31, prin alegerea ca membră a I.I.S. a Asociaţiei inginerilor mecanici din R. P. Chineză.

Următoarea adunare anuală a I.I.S. se va ţine la Paris între 5 şi 10 iulie 1965.

În ceea ce priveşte participarea ţării noastre, delegaţia a fost formată din: acad. *Şt. Nădăşan*, directorul C.C.T.—Timişoara; conf. *T. Sălăgean*, cand. şt. tehn., şeful secţiei de sudură la de C.C.T.—Timişoara; ing. *E. Ioviţiu*, şef de sector la C.C.T.—Timişoara; prof. *Vl. Popovici*, şeful Catedrei de sudură de la I. P.—Timişoara; conf. *I. Avram*, director general al U.C.M.—Reşiţa; ing. *C. Colcea*, de la Direcţia tehnică a M.I.C.M.; ing. *V. Berinde*, de la Direcţia tehnică a M.I.C.M.; ing. *I. Nădejde*, de la Fabrica de ţevi sudate din Iaşi; ing. *G. Iorgulescu*, de la Direcţia tehnică a M.M.E.E.; ing. *I. Grobnic*, de la M.M.E.E.; ing. *E. Fira*, de la M.M.E.E; ing. *A. Forje*, de la Trustul de montaj şi construcţii de centrale electrice al M.M.E.E.; ing. *V. Andreescu*, de la M.I.C.P.; ing. *B. Rudniţchi*, de la M.I.C.P.; *D. Cizmaş*, directorul general al D.G.M.S.I.; ing. *M. Aldea*, director în D.G.M.S.I.; *M. Deleanu*, directoarea Bibliotecii Bazei din Timişoara a Academiei R.P.R.

Membrii delegaţiei R.P.R. au participat la dezbaterile comisiilor de lucru; acad. *Şt. Nădăşan* şi conf. ing. *I. Avram* au luat parte şi la şedinţele comitetului de direcţie al I.I.S.

Din partea ţării noastre au fost înaintate comisiilor de lucru şapte note:

— Influenţa forţei de refulare asupra însuşirilor mecanice ale şinelor sudate prin topire intermediară, — acad. *C. Mikloşi*, *C. Boarnă* şi *S. Moga*;

— Lipirea electrică prin presiune, — *T. Sălăgean*, *H. Selmereanu*, *L. Lipovan* şi *G. Csalary*;

— Alierea oţelului moale cu crom şi mangan la încărcarea automată cu electrod sub formă de bandă, — *M. Hrelescu*, *D. Popovici* şi *F. Bär*;

— Contribuţii la studiul jetului de plasmă, — *D. Popovici* şi *M. Hrelescu*;

— Studiul tehnico-economic asupra influenţei naturii curentului electric la sudarea manuală cu arc electric, — *O. Schegerin*;

— Contribuţii la dezvoltarea metodelor de încercare la oboseală sub sarcină progresivă, — *Al. Bernath*;

— Rezistenţa la oboseală pulsatorie a unor îmbinări sudate în capete, din table de OL 38 şi OLX 52, — *E. Ioviţiu*.

Aceste note au fost primite cu interes de către delegaţii şi experţii comisiilor de lucru ale I.I.S.

De o bună apreciere s-a bucurat şi numărul special al revistei Construcţia de Maşini (nr. 2—1964), distribuită în cadrul comisiilor de lucru şi prezentată la Expoziţia internaţională de publicaţii, cuprinzînd o serie de articole ce oglindesc dezvoltarea sudurii şi încercărilor de metale din ţara noastră, notele înaintate la I.I.S. şi o serie de informări ştiinţifice şi tehnice.

Delegaţii ţării noastre au avut ocazia să facă un preţios schimb de informaţii cu specialiştii străini şi, totodată, prin lucrările, notele, materialele prezentate şi prin participarea activă la dezbateri să contribuie la creşterea prestigiului ştiinţei şi tehnicii romîneşti pe plan mondial.

Comitetul de organizare pentru a V-a Conferinţă de sudură şi încercări de metale, Timişoara, septembrie, 1965

Circulara nr. 1

Directivele Congresului al III-lea al P.M.R., cum şi documentele de partid şi de stat cu privire la introducerea pe scară largă a celor mai noi cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii, trasează sarcini de mare răspundere întreprinderilor industriale, institutelor de cercetare şi institutelor de învăţămînt superior, în ceea ce priveşte legarea cercetărilor ştiinţifice de problemele desăvîrşirii bazei tehnico-materiale a socialismului.

Pe această linie considerăm ca utilă organizarea, în cursul lunii septembrie 1965 în orașul Timișoara, a **celei de-a V-a conferințe de sudură și încercări de materiale.**

Experiența primelor patru consfătuiri din anii 1955, 1956, 1959 și 1962 a arătat că aceste manifestări au constituit un bun prilej pentru prezentarea comunicărilor și referatelor asupra realizărilor științei și tehnicii din țara noastră, oglindind preocupările generale de introducere și aplicare a tehnicii noi. Totodată, cele patru consfătuiri precedente au prilejuit un valoros schimb de experiență între cercetători, cadrele didactice și specialiștii din producție preocupați de problemele sudării și încercărilor de metale. Consfătuirile din 1959 și 1962 au prilejuit și schimbul de experiență privind aceste probleme, între specialiștii din țară și oamenii de știință din unele țări socialiste.

Ținînd seamă de această experiență propunem următoarea tematică a conferinței.

În cadrul secției de sudură:

— procese termice și metalurgice la sudare, tăiere și lipire;

— surse energetice, instalații și utilaje pentru sudare;

— aplicații ale sudării și tehnicilor conexe la realizarea unor construcții importante.

În cadrul secției de încercări de metale:

— mecanismul ruperilor statice, dinamice și de oboseală;

— probleme legate de ruperea fragilă;

— încercări la oboseală ale metalelor;

— încercări și control prin metode nedistructive;

— metode și aparate pentru încercarea metalelor.

Tematica propusă nu este definitivă și nici limitativă, ea urmînd să fie completată pe baza sugestiilor dv., astfel încît să reflecte realizările obținute în munca de cercetare și în procesul de producție.

Din dorința difuzării, întregului material, tipărit în mai multe limbi, cu 1—2 luni înaintea consfătuirii, la participanți, este necesar ca lucrările să parvină comitetului de organizare, în extenso, pînă la data de 15.01.1965, iar titlurile provizorii și scurtele rezumate — pînă la 20 rînduri — pînă la data de 1.12.1964, în vederea stabilirii definitive a tematicii consfătuirii.

În ceea ce privește lucrările, recomandăm ca ele să fie cît mai clar redactate și să păstreze un echilibru între volumul referirilor la alte lucrări publicate și contribuția personală a autorului, aceasta din urmă trebuind să fie bine scoasă în evidență.

Cu excepția unor cazuri cu totul ieșite din comun, apreciem că comunicările și referatele nu ar trebui să depășească 10 pagini dactilografiate la 2 rînduri.

Menționăm că la consfătuire vor participa și delegați din alte țări.

În acest sens, vă mulțumim cu anticipație pentru ajutorul dv. tovărășesc.

ÎN NUMELE COMITETULUI DE ORGANIZARE TIMIȘOARA
Bd. Mihai Viteazu nr. 24

DIRECTOR C.C.T.

Acad. Șt. Nădășan

MEMORATOR DE DATE:

1.12.1964 — titlurile (provizorii) ale comunicărilor și referatelor, însoțite de scurte rezumate;
15.01.1965 — predarea comunicărilor și referatelor împreună cu întregul material grafic.

Cercul de automatică al Institutului politehnic-București

La Institutul politehnic—București, pe lîngă Catedra de automatică, începînd de la 1 octombrie 1963, funcționează un cerc de comunicări științifice de automatică.

În cadrul cercului, care ține ședințe lunare, se prezintă comunicări ale cadrelor didactice din I.P.B. și din alte institute tehnice de învățămînt superior, asupra temelor de cercetare științifică pe care le au în studiu în domeniul automaticii și tehnicii calculului.

Comunicări în cadrul cercului pot face și inginerii specialiști din institutele de studii, cercetări, proiectări, cum și din întreprinderile industriale care desfășoară o activitate științifică în aceste domenii.

Referatele prezentate au un deosebit caracter original tehnico-științific, menit să contribuie la dezvoltarea cercetărilor în domeniul automaticii din țara noastră. Pînă în prezent s-au prezentat un număr însemnat de referate, printre care cităm: „Modelarea forajului de adîncime"; „Releul de impedanță tranzistorizat"; „Automatizarea complexă a centralelor hidroelectrice"; Generator de funcții pătratice analogic tranzistorizat" etc.

Ținînd seamă de faptul că este singurul cerc de comunicări tehnico-științifice în domeniul automaticii și în tehnica calculului din țara noastră, conducerea cercului invită, pe această cale, toate persoanele care doresc să prezinte rezultatele teoretice și experimentale ale lucrărilor de cercetare să se adreseze conducerii cercului la următoarea adresă:

Institutul politehnic — București, str. Polizu nr. 1, Raionul 30 Decembrie, Catedra de automatică — pentru Cercul de automatică — sau telefonic, la nr. 16.20.99.

De asemenea, se aduce la cunoștință că participarea la ședințele cercului este deschisă tuturor acelora care se interesează de problemele tehnico-științifice ale automaticii și tehnicii calculului.

S. Florea

Al VI-lea tîrg internațional de la Brno

În zilele de 6—20 septembrie a avut loc la Brno cel de-al VI-lea Tîrg internațional de mostre, la care s-au prezentat cele mai noi realizări ale industriei construcțiilor de mașini din întreaga lume.

Dintre țările participante la acest tîrg s-au remarcat țările socialiste: Uniunea Sovietică, R. D. Germană, R. P. Polonă, R.S. F. Iugoslavia, R. P. Ungară etc.

La acest tîrg au fost expuse, pe o suprafață de 65 000 m² în pavilioane, și 60 000 m² în aer liber, de către 620 firme din 36 țări industrializate, peste 1 100 produse grupate după sectoarele de activitate, astfel încît se poate aprecia mai ușor ridicarea calității și a nivelului tehnic în diferitele sectoare. Dintre acestea, cele mai importante au fost:

— mașini-unelte pentru prelucrarea prin așchiere și prin deformare cu accesoriile respective — în special mașini de prelucrare a suprafețelor;

— instalații energetice ale industriei electrotehnice de curenți tari — în special mașini și echipamente de sudat, motoare electrice, redresoare cu siliciu și transformatoare;

— mașini și instalații pentru industria chimică și alimentară — mașini frigorifice, instalații de producere a azotului, pentru fabricarea cauciucului și a materialelor plastice, rafinării de petrol;

— tehnica transportului: mașini utilizate în transporturi, în construcția drumurilor și în special mașini pentru transportul intern în întreprinderi;

— tractoare și mașini agricole;

— mașini și instalații pentru industria textilă, a pielăriei și a cauciucului, mai ales mașini textile.

Un mare număr de produse au fost expuse și de către țările capitaliste: Anglia, Italia, Franța, Suedia etc.

În grupa de mașini-unelte, țara gazdă a expus diferite noutăți printre care: strung-revolver automat ROC 25, strung vertical cu dispozitiv de copiere, freză specială pentru suprafețe plane FREK 1, mașină din elemente standardizate, mașină de rectificat specială BE 21, mașină de ambutisat caroserii LUC 500, presă de forjat LKM 100, mașină automată de decupat TKV 350, foarfece mecanice NTE 3150, prese hidraulice pentru materiale plastice CSE 500 și CSE 3150, dispozitive de frînare pneumatice și cu magnet permanent, aparate pentru verificarea calității suprafeței bilelor VKK 3, mașini hidraulice CLOO 160/16 și CLPO 16, automate pentru turnarea sub presiune a metalelor.

În sectorul energetic, ca noutăți s-a prezentat turbina de abur cu condensație, cu două prize de 50 MW, tip PT 50—130 și 500 rot/min, cu diametrul de 1 000 mm.

Au mai fost expuse un turbocompresor pentru instalație refrigerentă cu etilen, mașina semiautomată de sudat în atmosferă de CO_2 tip SAP 401, un înfășurător de bandă laminată de oțel, instalație de pasteurizare a laptelui.

În sectorul transporturi au fost prezentate ca noutăți motorul Skoda 6 SL 275 III pentru vapoare maritime și fluviale, locomotiva electrică Skoda 321 pentru curent alternativ, care poate atinge o viteză de 160 km/h, autoturismul Skoda 1 000 MB cu motor de 4 cilindri, răcit cu apă, de 45 CP, Skoda 1 000 MBX, automobil pompă de incendiu, cu cisternă ASC 32, motocicletă Jawa 250, „Automatic" tip 559/05, scuter Manet S—125, autocamion Skoda RTC pentru transporturi internaţionale, autocamion pentru transportul materialelor în vrac VLH—119, tractor cu şenile Zetor 2023 pentru sectorul viticol, tractor Zetor cu scripete pentru sectorul forestier, precum şi avionul L—29 Delfin.

Au mai fost prezentate maşini pentru industria textilă, a pielăriei şi cauciucului, pentru industria poligrafică, maşini de calcul şi statistice, aparataj pentru industria electrotehnică de curenţi slabi, aparate de măsurat, dispozitive de reglare, instalaţii şi aparate de radio şi televiziune, echipament de telecomunicaţii, cronometre, precum şi semiproduse pentru industria chimică.

Ţara gazdă a prezentat anul acesta un bogat program de activitate ştiinţifică, organizînd numeroase conferinţe şi trei simpozioane.

Cu ocazia Tîrgului internaţional de la Brno a avut loc şi cea de-a treia conferinţă internaţională a redactorilor presei tehnice din întreaga lume.

Numărul mare al vizitatorilor a arătat interesul pe care l-au stîrnit produsele expuse, precum şi importanţa acestor manifestări pentru întărirea relaţiilor de colaborare reciprocă între state.

INFORMAŢII

O nouă metodă de măsurare a grosimii pereţilor ţevilor metalice

Noua metodă constă în dirijarea unui fascicul pulsat de energie sub formă de ultrasunete. Frecvenţa undei ultrasonice are o valoare apropiată de 8 MHz, durata impulsiunii este de 4 microsecunde şi coeficientul de repetare, de 200 pe secundă. Intensitatea fasciculului reflectat de ţeavă este indicată pe ecranul unui oscilograf şi se variază frecvenţa fasciculului. Imaginea obţinută este în general un V întors (ale cărui dimensiuni depind de impulsiunea emisă), dar atunci cînd frecvenţa atinge o valoare astfel încît grosimea peretelui să fie egală cu o semilungime de undă sau un multiplu al semilungimii de undă a fasciculului de unde ultrasonice, în fasciculul reflectat se produc interferenţe perturbatoare.

Ele sînt indicate prin apariţia pe ecran a unei imagini în formă de M (impulsiunea se menţine un timp destul de îndelungat pentru ca interferenţele să poată apărea). Astfel, se poate determina cu precizie punctul optim al scării de frecvenţe de la care se poate deduce uşor grosimea peretelui, cu o precizie de circa 0,1 %.

Maşini de sudat prin fricţiune. Principiul sudării prin fricţiune constă în folosirea căldurii, determinată de frecare într-o mişcare de rotaţie, şi a presiunii pentru realizarea sudării.

Mărimea factorilor folosiţi în cadrul procedeului (presiune, viteză de rotaţie şi timp) este funcţie de caracteristicile pieselor de sudat.

O nouă maşină de sudat prin fricţiune, de dimensiuni reduse, a fost realizată de o firmă americană, avînd o capacitate de sudare de 16,1 cm^2, iar forţa de împingere axială, de 13,6 tf.

Calculul automat al valorilor statice la profile compuse. În cadrul unui studiu referitor la repartiţia eforturilor în carcasa locomotivelor electrice (HANS BEIMLER, R.D.G.) a fost necesar să se calculeze momentele de inerţie, modulele de rezistenţă, suprafeţele şi razele de giraţie la un mare număr de secţiuni variabile.

Pentru raţionalizarea acestui gen de calcule s-au dezvoltat cu această ocazie bazele generale în vederea obţinerii valorilor prin maşini automate de calculat.

Cu ajutorul calculului automat pot fi determinate secţiuni avînd elemente componente diferite de profilul de bază. Baza de calcul o formează descompunerea profilului în elemente de bază : pătrate, dreptunghiuri, triunghiuri, sector de cerc şi profile standard avînd suprafeţele calculate şi poziţia centrului de greutate precizată.

S-au ales originea şi direcţia axelor de coordonate faţă de care se determină poziţia centrelor de greutate ale elementelor.

Integrarea elementelor pe ambele axe s-a făcut cu o maşină de calculat tip digital, determinîndu-se pentru profilul compus poziţia centrului de greutate faţă de ambele axe, momentul de inerţie faţă de ax, momentul de inerţie maxim şi minim, cum şi înclinarea corespunzătoare a axelor.

Spectrometru cu raze X cu comandă program. Spectrometrele cu raze X se folosesc pentru analiza rapidă a compoziţiei aliajelor. Recent însă în S.U.A., funcţionarea unui astfel de aparat a fost în întregime automatizată prin echiparea lui cu comandă program. După ce se introduce programul care poate cuprinde analizele a nouăzeci de aliaje diferite, spectrograful le efectuează succesiv, cu precizia dorită, fără nici o supraveghere. Acest aparat poate să identifice 11 elemente într-o probă, determinînd conţinutul în procente. El este compus dintr-un spectrograf care emite raze X şi un mecanism care schimbă automat proba după efectuarea analizei. Fiecare probă este adusă în mai multe sau în toate unsprezece poziţii de măsură de către un spectrogoniometru (pentru analiza fiecărui element este necesar un unghi diferit) şi radiaţia secundară emisă pe probă este detectată şi măsurată, ceea ce permite o identificare rapidă a elementelor existente şi determinarea conţinutului lor în fiecare probă din seria de probe analizate.

Controlul răcirii pieselor la turnarea în cochile. La maşinile de turnare sub presiune iau naştere tensiuni interne care dăunează maşinii, operaţiei de turnare şi pieselor obţinute. Atît în timpul turnării, cît şi al solidificării, coloanele de turnare ale maşinii sînt supuse la forţe variabile, care pot fi măsurate prin acţiunea pe care ele o au asupra acestor coloane ; pe acest principiu se bazează o nouă metodă de control al alurii răcirii care o accelerează sau o încetineşte conform prescripţiilor necesare pentru ca ciclul de solidificare să dea pieselor caracteristici optime. Pentru aceasta este necesar ca una (sau mai multe) dintre coloanele maşinii să fie prevăzute cu un dispozitiv care să măsoare variaţia lor în lungime. Acest dispozitiv poate fi o simplă tijă la care una dintre extremităţi este fixată pe coloană, iar cealaltă prevăzută cu o suprafaţă de contact; la o oarecare distanţă de această suprafaţă se află un transmiţător de impulsuri a cărui antenă poate atinge suprafaţa de contact. Atunci cînd lungimea coloanei de turnare variază, transmiţătorul detectează şi măsoară această variaţie. Impulsurile care iau naştere acţionează comutatoarele sau releele care reglează accesul în formă a agentului de răcire, făcînd astfel ca răcirea să aibă loc în condiţii optime.

Fontă albă foarte dură. În S.U.A. s-a pus recent în vînzare o fontă albă cu nichel-crom, foarte rezistentă la abraziune şi la coroziune, denumită tip 4. Acest aliaj se foloseşte la construcţia pompelor şi a altor aparate care transportă solide abrazive vehiculate de apă. Masa de bază a acestui aliaj este asemănătoare cu acea a oţelului tratat la cald.

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 4/1964: *Cerbonobrodov, P. L.* — În legătură cu indicele principal al durabilităţii, agregatelor de automobil; *Brailciuk, P. L.*, şi *Mironov, E. A.* — Indicii de putere şi economici ai motorului ZIL—130 la densităţi mici ale aerului; *Zaicenko, E. N.*, *Liamţev, B. F.* şi *Cernîşev G. D.* — Randamentul mecanic al turbocompresorului de automobil; *Babin, L. V.* — Aprecierea stării tehnice a lagărelor motorului după parametrii de vibraţie; *Aronov, D. M.*, *Maliavinski, L. V.*, *Traktovenko, I. A.* şi *Kuţki, B. P.* — Metodica încercărilor la detonaţie a motoarelor de automobil şi a benzinelor auto: *Armaderov, R. G.*, *Semenov, V. M.* şi *Morozov, B. I.* — Calităţile de lucru ale automobilelor cu anvelope arcuite; *Prasolov, B. A.* — Calculul indicilor de frînare; *Ghileles, L. H.* — Particularităţile constructive ale noilor automobile fabricate de uzinele din Minsk; *Smirnov, G. A.*, *Snîtin, M. E.*, *Peşkov, S. I.* şi *Fedotov, V. V.* — Alegerea programului pentru încercarea transmisiilor principale şi semiaxelor automobilului pe standurile cu conducerea după program: *Zaks, M. N.* — În legătură cu calculul şasiurilor de automobil la torsiune cu considerarea rigidităţii ansamblurilor; *Gherşman, B.I.*, *Zaţerkovnîi, I. G.* şi *Safarevici, M. A.* — În legătură cu studiul experimental al repartizării masei autobuzului de tip vagon; *Burakov, L. M.*, *Lenşin, I. A.* şi *Solnţev, L. A.* — Mărirea durabilităţii axelor cu came ale motoarelor prin înlocuirea oţelului cu fontă de înaltă rezistenţă aliată cu magneziu; *Ghelfand, A. E.* — Şlefuirea cu diamant a pieselor de matriţe monobloc din aliaje dure; *Svetlov, A. I.* şi *Vasileţ, F. P.* — Pregătirea şi efectuarea încercărilor la oboseală a bolţurilor de bielă pe noua maşină de încercat VÎM—2; *Trusov, A. A.* — Freze din aliaje dure monobloc pentru prelucrarea suprafeţelor de turnare şi a îmbinărilor sudate; *Mamonov, V. F.* — Automobilele companiei Roots; *Imbakin, A. G.*, *Latîşev, G. V.* şi *Tolski, V. E.* — Seminar privind reducerea zgomotului şi vibraţiei automobilelor.

Nr. 5/1964: *Horşev, K. S.* — Conteinere autobasculante la uzina de automobile Gorki; *Kostrov, A. V.* şi *Kuniavski B. M.* — În legătură cu temperatura supapei de evacuare a motorului MZMA—407; *Moiseicik, A. N.*, Calităţile de pornire ale motorului GAZ—66; *Haritonov, N. P.* — Schimbătoare fără şocuri la cutia hidromecanică; *Neciaev, L. V.* — Funcţionarea sistemului de răcire cu lichid al motorului la regimuri nenominale; *Şaliaghin, V. N.* — Stabilitatea longitudinală a automobilului la alunecare la accelerarea şi frînarea cu motor; *Derbaremdiker, A. D.* — Unele legităţi ale funcţionării dispozitivelor hidraulice de suspensie la regimuri nestaţionare; *Fesenko, V. K.* şi *Kuzneţov, A. P.* — Încercările de cale ale autobuzului ZIL—127 cu motor cu turbină cu gaze Turbo NAMÎ—053; *Lenin, I. M.* şi *Gornuşkin, I. G.* — Influenţa modului de preîncălzire a amestecului carburant asupra indicilor de putere şi economici ai motorului ZÎL—130; *Dronin, M. I.* şi *Metliuk, N. F.* — Mărirea vitezei de intrare în funcţiune a acţionărilor de frînare pneumatică; *Orlov, A. V.* şi *Bederdikov, A. B.* — Nivelul actual şi tendinţele de dezvoltare a tehnologiei de forjare a bielelor în construcţia de automobile; *Sagun, V. I.* şi *Feldştein, E. I.* — Influenţa parametrilor geometrici ai burghielor de maşini asupra dimensiunilor filetului tăiat în fontă; *Pankin, A. V.* şi *Artemiev, B. P.* — În legătură cu netezirea prin rostogolire a suprafeţelor dinţilor transmisiilor hipoide; *Ciudinov, M. S.* — Un nou conductor pneumatic semiautomat; *Fedorov, E. P.* şi *Salman, I. I.* — Camera de ardere cu vaporizarea motorului cu turbină cu gaze şi particularităţile procesului ei de lucru; *Buharin, N. A.* — Consfătuire privind problemele siguranţei şi duratei de funcţionare a automobilelor; *Remizov, G. K.* — Conferinţă privind îmbunătăţirea calităţii şi unificării pieselor de cauciuc şi tehnice din construcţia de automobile.

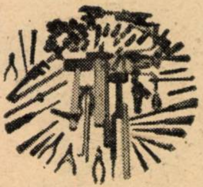
Nr. 6/1964: *Avdonkin, F. N.* şi *Neustroev, V. E.* — Metodica studiului comparativ al uzurii motorului în funcţie de calitatea uleiului; *Dmitrievski, A.V.* — Alegerea raportului de comprimare şi a dimensiunilor camerei ovale de ardere a motorului cu aprindere prin scînteie; *Livanov, A. P.* şi *Pikuşov, A. N.* — Frînarea prin reducerea secţiunii de evacuare a automobilului cu motor Diesel în patru timpi; *Potokin, A. F.* — Sistem unificat de alimentare pentru motoarele de automobil; *Zaţerkovnîi, I. G.* — Influenţa particularităţilor de compunere asupra caracterului repartizării maselor autobuzului de tip vagon; *Krestovnikov, G. A.* — În legătură cu rezistenţa la înaintare a automobilelor; *Zubarev, N. A.* şi *Balabin, I. V.* — Studiul interacţiunii dintre anvelopa cu profil lat şi geanta roţii; *Horoşilov, A. N.* — Încercările comparative ale autotractoarelor cu mare capacitate de trecere cu diferite variante de suspensii; *Silkin, A. S.* — Studiul proceselor de ungere ale articulaţiilor cardanice; *Rudniţki, N. M.* — Materialele lagărelor motoarelor de automobil moderne; *Vorobiev, I. T.* şi *Kozlov, I. I.* — Înlăturarea zgomotului pinioanelor şi vibraţiilor torsionale în transmisia automobilului ÎMZ echipat cu motor cu şase cilindri dispuşi în V; *Ribcenko, G. A.* — Deflectorul jetului de aer al frînei; *Saklinski, V. V.* şi *Blaghin, V. I.* — Experienţa utilizării şi perspectivele dezvoltării metalurgiei pulberilor în industria de automobile; *Tihomirov, I. V.* — Influenţa jocului în capul şi piciorul bielei asupra rezervei rezistenţei la oboseală a bielei; *Lîsenko, V. F.* — Instalaţie pentru călirea superficială a pivoţilor camelor de direcţie de la camioanele GAZ; *Trusov, A. A.* — Mărirea durabilităţii instrumentului de randalinat; *Astanin, V. N.* — Găurirea rapidă a orificiilor adînci în supapele de automobil; *Poliiveţ, I. G.* — Automatul de ambalat ŢKB—200; *Petrova, S. N.* — În legătură cu funcţionarea secţiei tehnico-ştiinţifice de siguranţă şi durabilitate a automobilelor; *Atoian, K. M.* şi *Kaminski, I. N.* — Radioficarea autobuzelor urbane destinate pentru exploatarea fără conductor; *Vedenski, T. A.* — Automat pentru prelucrarea metalelor prin presare; *Ziskind, M. A.* — Un nou autoîncărcător universal cu macara model 4035 M; *Suroveghin, I. V.* şi *Onufriev, A. V.* — Dispozitivele de reazem ale semiremorcilor; *Vilpert, K. I.* — Convertizoare de curent continuu cu semiconductori; *Egorov, L. A.* — Conferinţă tehnico-ştiinţifică de ramură privind căile de mărire a siguranţei şi durabilităţii automobilelor.

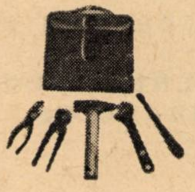
Nr. 7/1964: *Rovinski, G. N.* — În legătură cu indicii tehnico-economici tip; *Smetnev, N. N.* — Temperatură limită posibilă de pornire la rece a motoarelor de automobil; *Mozohin, N. G.* şi *Sîrkin, P. E.* — Motorul automobilului GAZ—66; *Kazacikov, R. V.* — Stabilirea tensiunilor termice pentru pistonul de motor Diesel supraalimentat; *Andreev, V. I.* — Stabilirea concentraţiei antidetonanţilor în combustibilul introdus în cilindrii motorului cu aprindere prin scînteie policilindric; *Gredeskul, A. B.* şi *Şahbazov, O. K.* — Studiul stabilităţii laterale a automobilului la frînarea prin transmisia de forţă; *Hramov, I. V.* — Stabilirea pe cale experimentală a caracteristicilor dinamice ale motorului Diesel de automobil şi tractor; *Karelin, V. N.* — Studiul funcţionării roţii motoare a autotractorului pe pămînt nedesţelenit, înzăpezit; *Buharin, N. A.* — Cerinţele legate de proprietăţile de frînare a automobilului; *Tolski, V. E.* şi *Latîşev, G. V.* — Calculul amortizoarelor cu cauciuc ale suspensiei motorului de automobil; *Işcenko, V. N.* — Influenţa unghiurilor de dezbatere ale roţilor asupra rigidităţii verticale a suspensiei independente de automobil cu o singură pîrghie; *Zlotin, G. N.*, *Leontiev, G. A.* şi *Ojoghin, V. A.* — Torsiometru volumic; *Zemskov, P. I.* şi *Iakuşina, E. N.* — Studiul funcţionării lagărelor din capron ale motoarelor de automobile şi tractoare; *Ţvetkov, P. A.* — O metodă avansată de prelucrare a melcilor globoidali; *Ulisov, L. A.* — Instalaţie cu platformă de ridicare; *Lipatov, E. G.* — Cap dublu pneumatic de presare pentru maşinile de turnare sub presiune; *Kominar, S. I.* şi *Ţîrlin, M. I.* — Tratamentul cu impulsuri electrice al matriţelor de forjă la uzina de automobile din Gorki; *Dmitrievski, A. V.* — Conferinţă privind mărirea resurselor şi îmbunătăţirea calităţii motoarelor; *Klementiev, M. A.* — Uzinele şi automobilele firmei Daimler-Benz-Auto-Union; *Volman, S. B.* — Autoîncărcător de dimensiuni mici cu capacitate de 2 t. **Nr. 8/1964:** *Ponomarev, O. P.* şi *Piadicev, E. V.* — Studiu funcționării motorului Diesel IMZ—236 în condițiile presiunii atmosferice scăzute; *Nogorniak, G. A.* — Utilizarea motoarelor cu cilindrii dispuși în V pe autobuzele LAZ; *Karamzin, V. A.* — Studiul consumului de ulei prin lagărul de alunecare la o încărcare complexă; *Șihov, V. N.* — Catalizatoarele instalațiilor termice utilizate pentru usurarea pornirii motoarelor de automobil în condiții de iarnă; *Jdanovski, N. S., Ghillin, N. N.* și *Nikolaenko, A. V.* — Studiul sistemului de injecție a combustibilului ușor cu distribuitor; *Celov, S. A.* — Un nou sistem de clasificare și notare a automobilelor și remorcilor; *Silkin, A. S.* — Alegerea mărimii optime a deformației etanșărilor dop ale articulațiilor cardanice; *Mihailovski, E. V.* și *Tur, E. I.* — Încercările aerodinamice ale turismelor cu flux de aer asimetric; *Nadejdin, G. V.* — În legătură cu influența lățimii genții asupra capacității de ridicare a anvelopei; *Rodzin, G. T.* — Conveier de tip carusel pentru rodarea automobilelor „Zaporojeț"; *Ghinlburg L. L.* și *Fitterman, B.M* — Unele probleme ale conducerii automobilului; *Uspenski, I. I.* — Despre caracteristica suspensiei reglabile; *Zemskov, P. I.* — Eficiența relativă a diferitelor tipuri de acoperiri cu crom; *Trusov, A. A.* — Mărirea durabilității instrumentului de măsurat; *Nosov, S. K.* — Controlul statistic al preciziei formei segmenților de piston și aprecierea ei după curbele de regresie; *Smolinski, R. I.* — Construcția de automobile a Iugoslaviei; *Steinberg, A. S.* — Sistemul de aprindere de înaltă energie pentru pornirea motorului cu turbină cu gaze; *Teper, E. D.* — Perfecționarea producției de instrumente și matrițe în uzinele constructoare de automobile, tractoare și de mașini pentru agricultură. **Nr. 9/1964:** *Zarubin, A. G.* — Problema durabilității și exploatarea automobilelor; *Jlobin, A. V.* — Necesitatea și posibilitățile răcirii prin ejecție a motoarelor; *Markova, M. V.* și *Poluhin, E. S.* — Comportarea la detonație a motorului răcit cu aer; *Nikolaev, V. V.* — Influența sistemului de admisie asupra indicilor motorului cu aprindere prin scînteie în perioada de accelerare; *Șahovțev, V. I.* — Funcționarea sistemului de aprindere al pornirii motorului cu carburator; *Nazarov, K. F.* — Studiul umpluturii elementelor de contact ale filtrelor de aer cu baie de ulei pentru automobile; *Dobrih, L. I.* — Suspensia automobilelor autobasculante fabricate de uzina de automobile Belorus; *Petrovski, V. I.* — Lagăre de alunecare din oțel și aluminiu cu procent ridicat de cositor; *Pisarik, L. S., Șafranski, V. I.* și *Zotov, A. V.* — Problema calculului acționării electrice cu acțiune periodică alimentată cu curent alternativ, care funcționează împreună cu transmisia hidromecanică; *Ermilov, S. S.* și *Kolpakov, A. P.* — Rezultatele studiilor autotrenului cu semiremorcă avînd roți dirijabile; *Waisman, I. M.* — Utilizarea înlocuitorilor de piele și a materialelor plastice pe bază de polivinilclor în automobilul „Moscvici"; *Scerbakov, K. L.* — Direcții noi în dezvoltarea producției de piese turnate în industria de automobile; *Ceban, I. T.* — Stand de dimensiuni mici pentru rodarea la rece și cald a motoarelor GAZ—53 și GAZ—66; *Sergheev, S. M.* și *Rozen, G. M.* — Mecanizarea matrițării tablelor de dimensiuni mari; *Ulisov, L. A.* — Ridicător telescopic; *Naumov, I. V.* și *Mitrofanov, V. P.* — Expoziția de automobile din Frankfurt, anul 1963; *Steinberg, A. S.* — Caracteristicile de pornire ale motoarelor cu turbină cu gaze Boeing cu sistem combinat de aprindere; *Gheșkov, V. N.* — Instalație electrică cu gaze pentru încălzirea semifabricatelor pînă la temperatura de forjare.

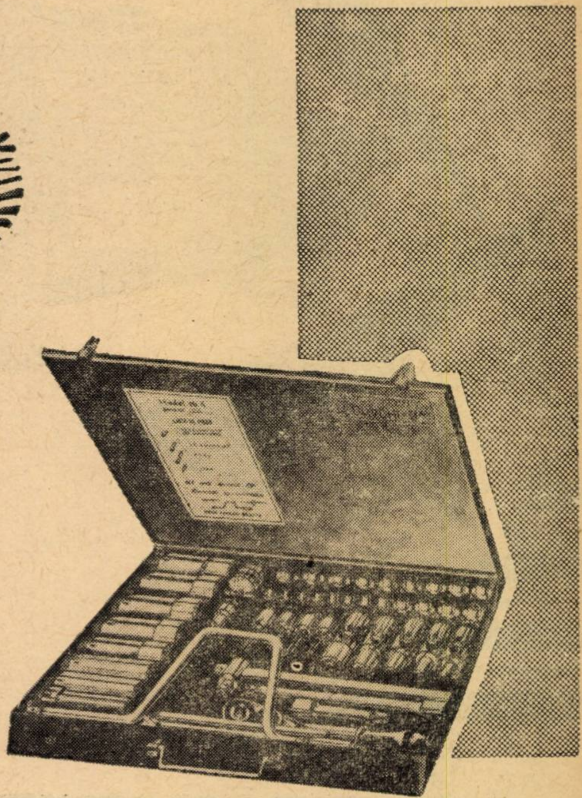
Stanki i instrument, nr. 6/1964 *Lerina, Z. M.* — Calculul îmbinărilor canelate cu role; *Levit, G. A.* și *Lurie, B. G.* — Calculul ghidajelor hidrostatice închise; *Beliaev, V. G.* și *Borisenko, G. A.* — Construcția canalelor pentru role ale transmisiilor cu șurub și piuliță de rostogolire; *Rețker, I. Ia.* și *Bunin, A. A.* — Determinarea parametrilor fundamentali ai liniilor automate; *Davîdov, A. S.* — Construcția și calculul mașinilor-unelte pentru prelucrarea metalelor prin contact electric; *Maiorova, E. A., Șilova, E. A., Șilkin, O. D.* și *Ilina, T. S.* — Fabricarea roților dintate din caprolan prin matrițare; *Jitenițkii, S. I.* — Calitatea suprafețelor pieselor de fontă broșate cu scule din aliaje dure; *Gordon, M. B., Podgorkov, V. V.* și *Uhalov, A. P.* — Freză pentru prelucrarea niturilor în formă de T; *Makarov, A. D.* și *Tanatarov, R. A.* — Dependența uzurii cuțitelor de diametrul alezajului; *Kondratov, A. S.* și *Barmin, B. P.* — Dependența durabilității cuțitelor de intensitatea vibrațiilor; *Manușanian, A. I.* — Studiul forțelor de aderență a depunerilor pe suprafața frontală a cuțitelor; *Vahurin, N. E.* — Ștanțarea fără bavuri a cuțitelor; *Șehter, Iu. N., Kalașnikov, V. P.* și *Evstratova, N. I.* — Noi lichide de ungere și răcire; *Avdulov, A. N.* — Un nou dispozitiv optic pentru controlul mașinilor-unelte; *Garbatenko, Iu. I.* — Reductor planetar; *Krasilnikov, M. V.* — Amortizorul de vibrații al strungarului Alehin; *Korovin, V. T.* — Modernizarea mecanismului de fixare a barelor pe automatul 1A—112; *Popov, S. A.* — Conferința asupra sculelor de diamant și asupra procesului de prelucrare cu diamant. **Nr. 7/1964:** *Kacimarek, Ia.* — A 15-a aniversare a Institutului pentru prelucrarea metalelor prin așchiere; *Kasikoș, D.* — Noi construcții de mașini-unelte pentru așchierea metalelor în Republica Populară Polonă; *Sadovski, A.* — Studiul metodelor de control al preciziei geometrice a mașinilor-unelte; *Snehovski, R.* — Studiul și măsurarea zgomotului mașinilor-unelte; *Albinski, K.* — Studiul stabilității electrozilor pentru prelucrarea prin electroeroziune și prin impulsuri electrice; *Bulat, A.* — Răcirea sculelor de aliaje dure prin jet de aerosoli; *Juravski, Z.* — Studiul mandrinelor cu autocentrare; *Padochin, A. A.* — Lucrările ENIMS în anul 1963; *Malkin, A. Ia* — Dezvoltarea construcției și producției de scule așchietoare; *Figatner, A. M.* — Precizia elementelor axiale ale mașinilor-unelte de precizie; *Vorobiev, T. S.* și *Aizenstat, L. I.* — Aparatură pentru măsurarea vibrațiilor mașinilor-unelte în condiții de atelier; *Kononev, I. D.* — Creșterea eficacității utilizării strungurilor automate cu mai multe axe; *Fraghin, I. E.* și *Safronov, V. G.* — Honuirea cu diamant a orificiilor pieselor de oțel călit; *Milstein, M. Z.* — Severuirea de înaltă productivitate a roților dințate; *Proskuriakov, Iu. G.* și *Simahin, Ia. A.* — Prelucrarea orificiilor cu dornuri dințate; *Sultanov, T. A.* și *Komarov, P. N.* — Asupra rulării filetelor mari; *Astanin, V. N.* — Burghie-lingură tubulare și tehnologia fabricației lor; *Lopatin, Iu. T.* — Conferința tehnico-științifică asupra utilizării maselor plastice în construcția de mașini-unelte. **Nr. 8/1964:** Sistematizarea creșterii calității producției; *Pomerantev, L. M.* și *Voskresenskii, V. V.* — Sistemul pneumatic pozițional de comandă-program cu masă divizoare al liniilor automate; *Kupersmidt, S. N.* — Elaborarea programului pentru mașinile-unelte cu comandă-program pozițională; *Ivanov, S. V., Popov, V. E., Suskolskii, B. V.* și *Sustin, B. P.* — Mașină de frezat cu patru axe cu comandă-program; *Kostiunin, V. A.* — Semiautomate pentru prelucrarea ferestrelor cămășilor de cilindri ale motoarelor Diesel; *Kocenov, M. I.* și *Ceaman, V. S.* — Izolație automată de înaltă productivitate pentru controlul și sortarea bolțurilor de piston; *Dihtiar, F. S.* — Profilarea sculelor pentru prelucrarea angrenajelor melcate; *Romanov, V. F.* — Determinarea distanței inițiale a cuțitelor-roată pentru mortezarea roților dințate; *Rozenberg, A. M.* și *Rozenberg, O. A.* — Calculul de rezistență al broșelor de dimensiuni mici; *Krahin, A. G., Guskov, B. S.* și *Berezovskii, E. P.* — Utilizarea cuțitelor de oțel TM 332 la strunjirea interioară de netezire; *Rivkin, A. I.* — Șlefuirea electrochimică a oțelului R 18; *Proșin, G. A., Rudiak, N. I.* și *Solnțev, L. A.* — Capacitatea de așchiere a oțelului turnat R 9 cu titan modificat; *Averkiev, S. M.* și *Natalevici, A. S.* — Seria de turbine axiale de aer; *Liokumovici, G. B.* și *Kravcenko, I. I.* — Vopsirea strungurilor de precizie; *Monina, M. A.* și *Moroz, I. I.* — Metode electrochimice de prelucrare a metalelor; *Jitnițkii, S. I., Andreicikov, O. S.* și *Skibo, E. N.* — Prelucrarea teșiturilor la capetele dinților roților cilindrice cu melc abraziv; *Smolenskii, B. L.* și *Rohlenko, M. A.* — Rectificarea filetelor semirotunde pe strungul 1K62B; *Șaripov, N. M.* — Automat pentru controlul semifabricatelor de segmenți de piston; *Slavin, H. M.* — Dispozitive pentru poansonare.

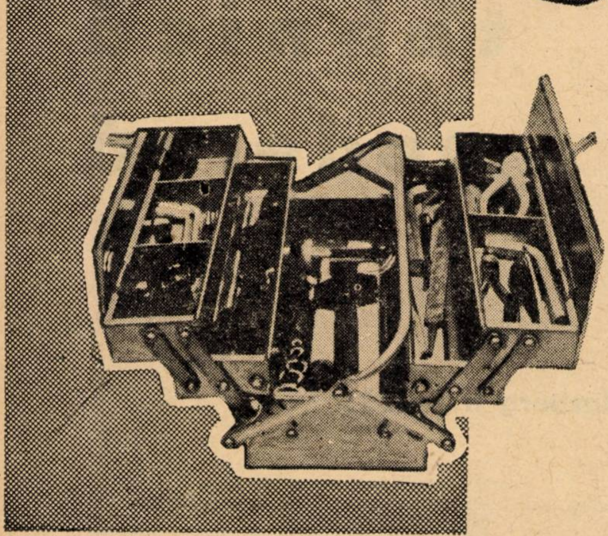
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR 1883

Întreprinderea de
„UNELTE și SCULE" Brașov







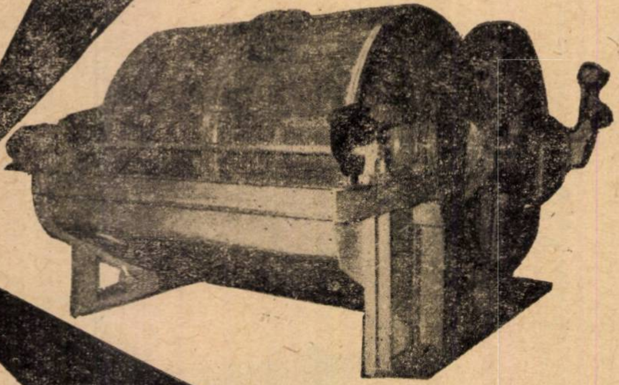


VĂ PUNE LA DISPOZIȚIE DIFERITE SCULE PENTRU LĂCĂTUȘERIE ȘI MONTAJ ȘI SCULE SPECIALE PENTRU REPARAREA ȘI ÎNTREȚINEREA:

- automobilelor și tractoarelor
- mașinilor-unelte
- utilajului petrolier
- locomotivelor și materialului rulant
- instalațiilor chimice și petroliere
- utilajelor pentru construcții

**INVENTAR COMPLET DE SCULE
PENTRU DOTAREA ATELIERELOR
COOPERAȚIEI MEȘTEȘUGĂREȘTI**

IUS

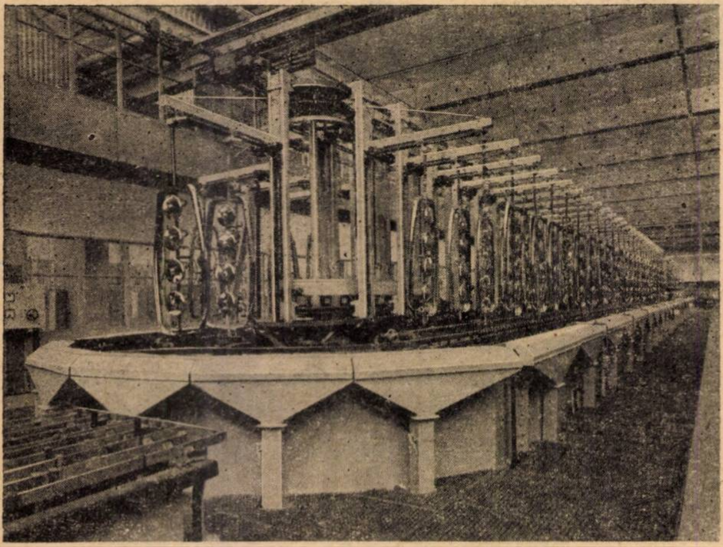


U.M.M.U.M.

BAIA MARE
Str. Baia Sprie nr. 170, telefon 1078

fabrică:

ALIMENTATOARE CU PLĂCI, CU SANIE ŞI ROTATIVE
AGITATOARE MECANICE
CELULE DE FLOTARE
CIURURI VIBRATOARE
CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ
FILTRE DE VID
ÎNGROŞĂTOARE
POMPE DE TULBUREALĂ
VAGONETE DE FUNICULAR
BILE ŞI BARE PENTRU MORI DE MĂCINAT MINEREU etc.



Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Galvanotehnică modernă

Blasberg livrează:

Instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care :
Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la 16 A/dm²
Băi de cromare dură
Băi de cromare cu reglare automată
Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

Băi pentru acoperire cu metale nobile
Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
Băi pentru zincare lucioasă
Băi pentru zincare lucioasă „Helios" ZF–TR
Băi pentru zincare lucioasă „Helios" ZF
Băi pentru cositorire lucioasă
Băi pentru cositorire lucioasă „STANNOSTAR"
Eloxal lucios
Paste lichide de şlefuit şi lustruit

Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

TRANSPORT VERTICAL

RAPID — EXPERIMENTAT — ECONOMIC

ASIGURAT DE

ASCENSOARE

(MONTECHARGE)

DE CONSTRUCȚIE POLONEZĂ

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

CENTROZAP

oferă instalații cunoscute pentru calitatea lor:

— ASCENSOARE PENTRU PERSOANE forța de ridicare: de la 4 la 10 persoane (de la 320 la 800 kgf)	— pentru imobile de locuit, birouri, clădiri comerciale etc.
— ASCENSOARE PENTRU MATERIALE și — ASCENSOARE PENTRU MATERIALE-PERSOANE forța de ridicare: de la 500 la 4 000 kgf	— pentru întreprinderi industriale, depozite, întreprinderi comerciale importante etc.

precum și construcții speciale:

— ASCENSOARE PENTRU SPITALE forța de ridicare: 500 kgf	— pentru spitale, institute de readaptare, sanatorii etc.
— ASCENSOARE MICI PENTRU MATERIALE forța de ridicare: 100 sau 200 kgf	— de mare utilitate pentru transporturi interne între sectoare sau locuri de muncă

— Deservire ușoară (comanda adaptată necesităților)
— Coeficient de siguranță maxim
— Exploatare economică
— Funcționare fără defecte
— Construcție modernă
— Execuție îngrijită

Pentru toate informațiile a se adresa: EXPORTATORULUI EXCLUSIV

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR
CENTROZAP
KATOWICE, LIGONIA 7, POLONIA
TELEFON: 51.00.61 ◆ TELEX: 31 — 242
Adresa telegrafică: **CENTROZAP** — KATOWICE

Pentru orice informație necesară vă puteți adresa:

BIROULUI CONSILIERULUI COMERCIAL AL POLONIEI
B-DUL AVIATORILOR NR. 24 — BUCUREȘTI

CEKOP

proiectează, expediază, montează şi pune în funcţiune întreprinderi complete în următoarele ramuri industriale:

- construcţii de maşini;
- energetică;
- construcţii şi materiale de construcţie;
- industria chimică;
- industria zahărului;
- industria alimentară;
- mici întreprinderi industriale.

CEKOP

furnizează o documentaţie tehnică completă privitoare la instalaţiile livrate, inclusiv documentaţia referitoare la construcţie, montaj şi tehnologie; supraveghează montajul şi punerea în funcţiune a instalaţiilor pe şantierele de construcţie.

Rugăm trimiteţi cererile pe adresa:

ÎNTREPRINDEREA DE COMERŢ
EXTERIOR **CEKOP**
Koscielna 12
Varşovia – POLONIA
Căsuţa poştală 112
TELEGRAME: **CEKOP** WARSZAWA
Telex: 81234

I. P. I. c. 4828

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

UZINA DE POMPE
BUCUREȘTI

STR. ZIDURI MOȘI NR. 25

POMPE DE UZ GENERAL

- MONOETAJATE
- MULTIETAJATE
- ÎN DUBLU FLUX

POMPE SPECIALE pentru

- ALIMENTAREA CAZANELOR
- LICHIDE CU SUSPENSII ABRAZIVE
- PASTĂ DE HÎRTIE
- LICHIDE COROSIVE

POMPE pentru AGRICULTURĂ

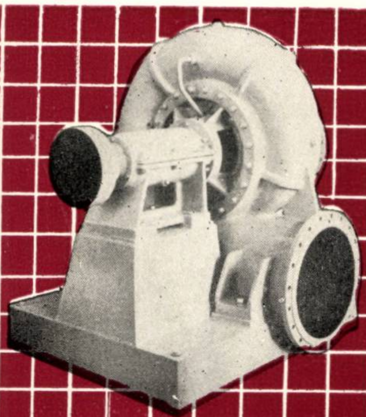
- DIAGONALE
- AXIALE
- MOTOPOMPE

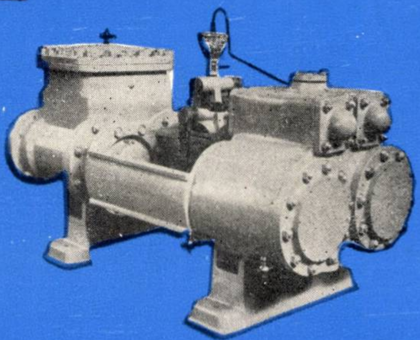
POMPE de vid

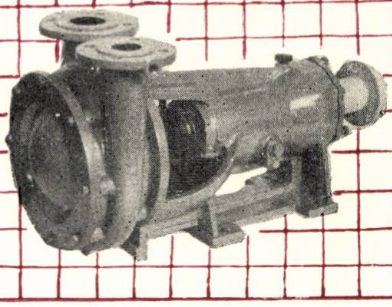
POMPE duplex

POMPE cu roți dințate

UPB

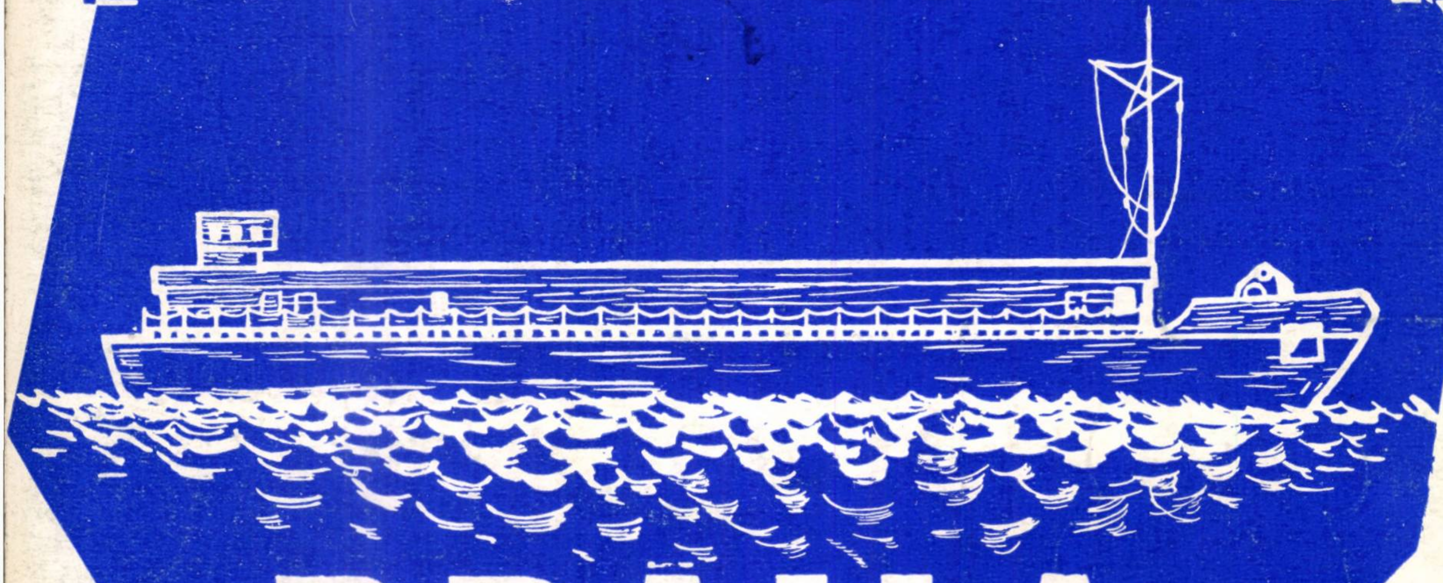






1965 IUN - 1

ŞANTIERUL NAVAL



BRĂILA

construieşte:

Şlepuri de 1000 şi 1700t

Ceamuri de 240t

Strada Fabricilor Nr. 2 Tel. 1748-1749

E 3279

R

REFERÁLVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 12 • DECEMBRIE 1964

SR
BRAȘOV

CARPATI SR131

BUCEGI SR113

economicitate
manevrabilitate ușoară
siguranță in funcționare
linie modernă
vizibilitate
confort
puterea 140 CP
viteza 90 km/h - SR131
80km/h - SR113
sarcina utilă 3T SR131
5T SR113
consum la 100km 27l - SR131
28l - SR113

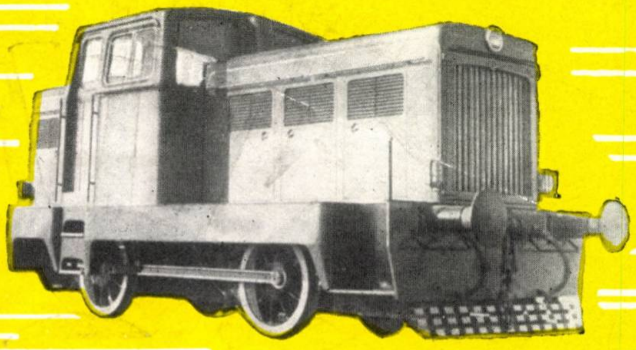
Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

BRAȘOV

Strada Poienelor Nr. 5 Telefon. 63-10

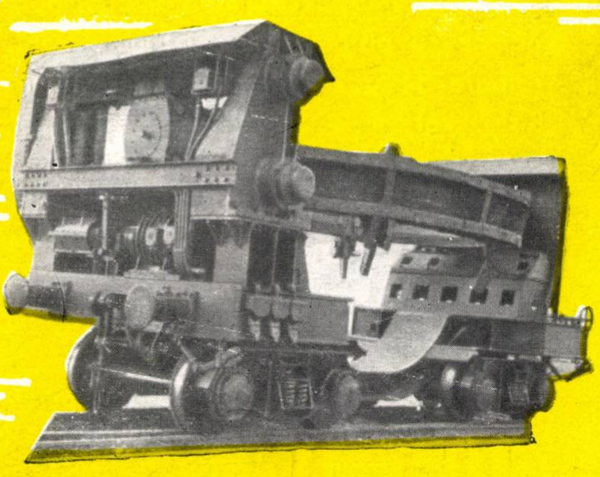
E 3279

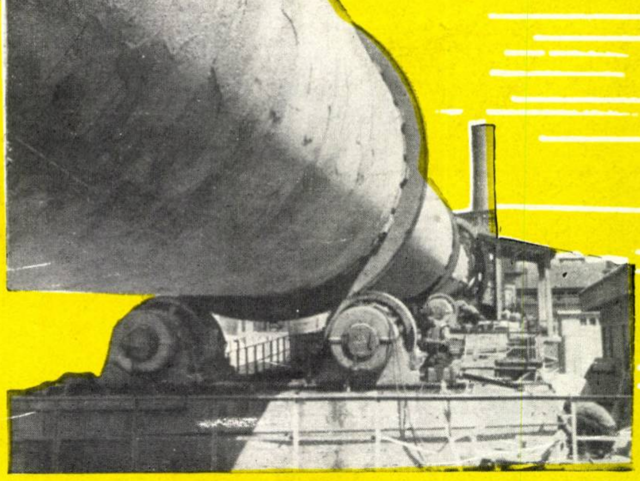


Material rulant
Automotoare de mare viteză și capacitate
Locomotive de manevră pentru cale normală

UZINELE 23 AUGUST

Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant





Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA

Vulcan

EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"

str. Gabriel Peri nr. 2, București

Uzina
UNIVERSAL-650
TRACTORUL
BRAȘOV
UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

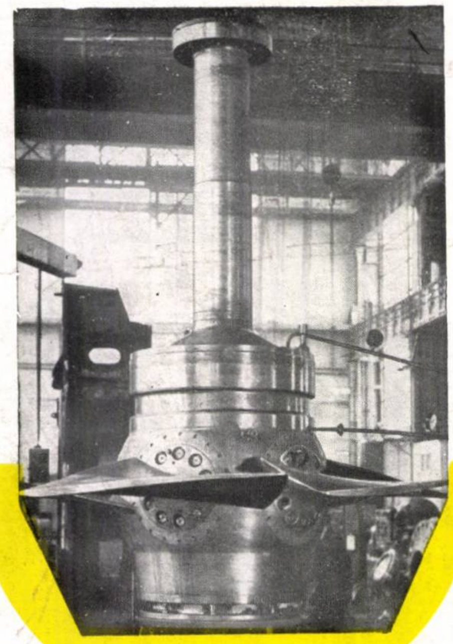
MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

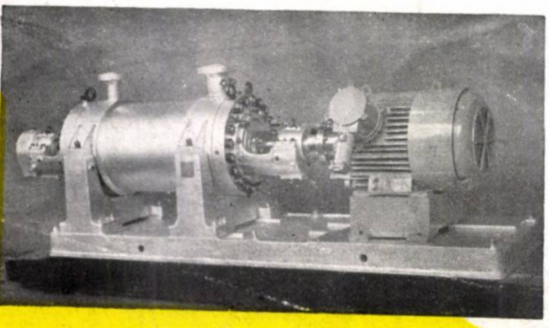
PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

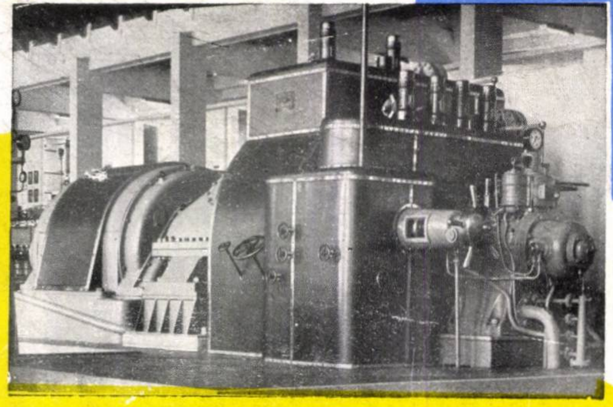
Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

UZINA DE

- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - — cu condensație
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m³/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m³/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm³/h — 3 m col.apă
  - — 90 000 Nm³/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm³/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE** • **HIDROGENERATOARE** • **MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**





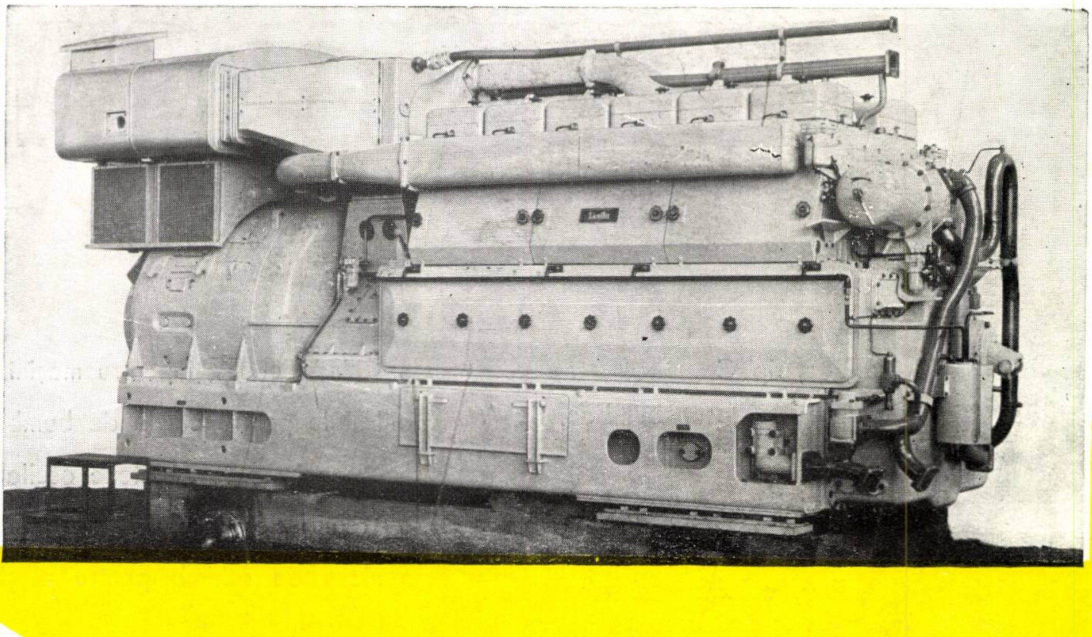


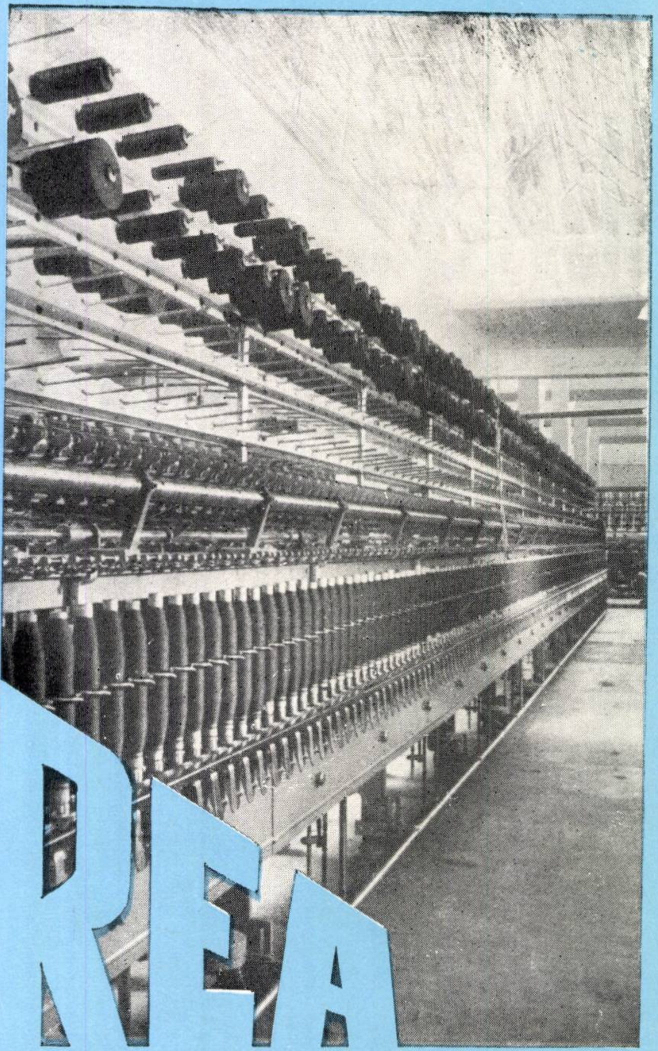
CONSTRUCTII DE MASINI

UCM Resita

MOTOR DIESEL

de 2 300 CP şi 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2 100 CP





unirea

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2–3

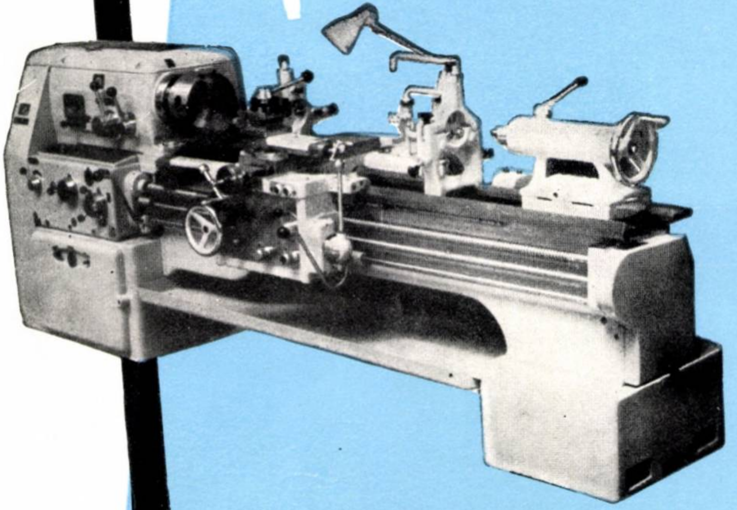
LIVREAZĂ:

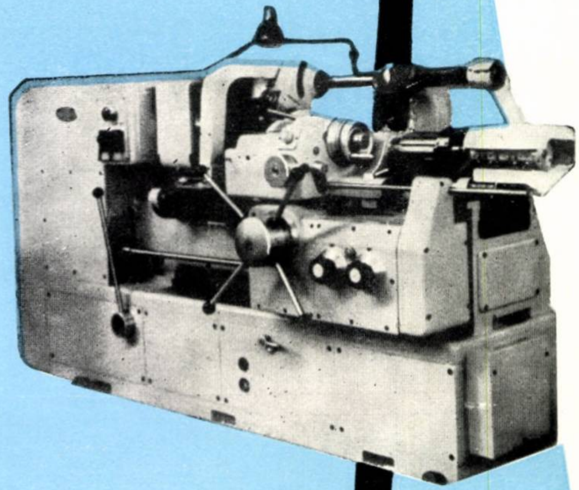
- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru răsboaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat **tip FI**
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile **din** fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

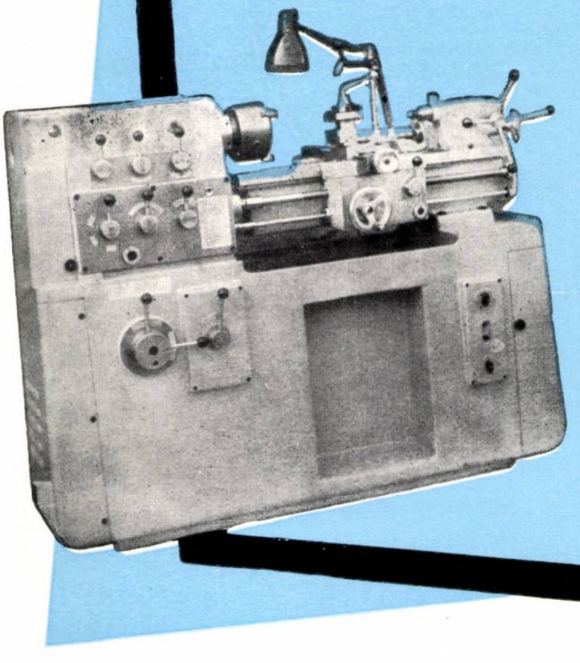
UZINA DE STRUNGURI ARAD

produce:

- **Strunguri normale: SN–250, SN–320, SN–400, SN–630** şi **SN–800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500, 750, 750–1 000 –1 500, 2 000 şi 3 000 mm; turaţia: 63–2 800, 31,5–1 600, 12–1 500, 12–1 050, 12–1 050; puterea: 2,2, 3, 5, 5/7,5, 11/18, 11/18 kW.
- **Strunguri revolver: SRO–25, SRV–25, SRO–40** şi **SRV–40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm; turaţia 112–2 800, 112–2 800, 56–2 800 şi 45–2 240 rot/min; puterea: 3 şi 7,5 kW.

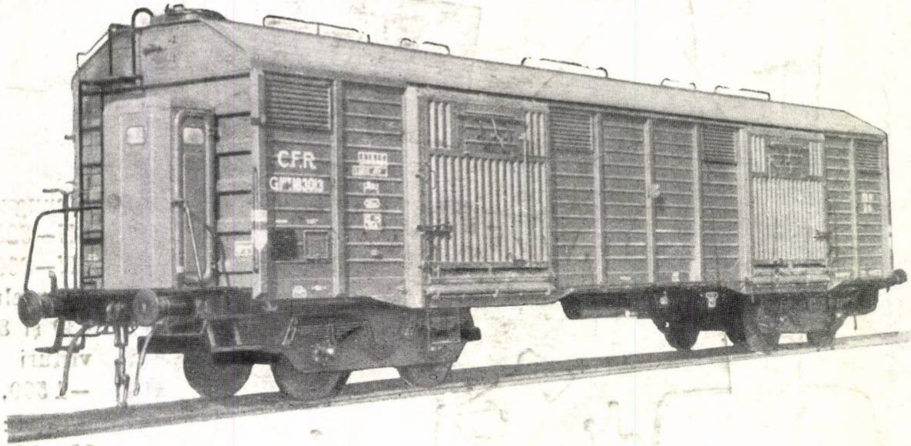


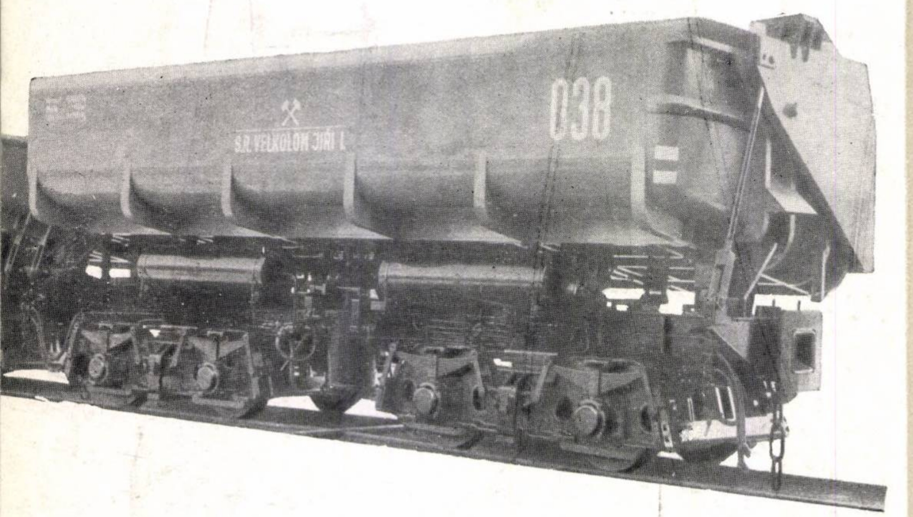




UZINA DE
STRUNGURI
ARAD

UZINELE DE VAGOANE ARAD



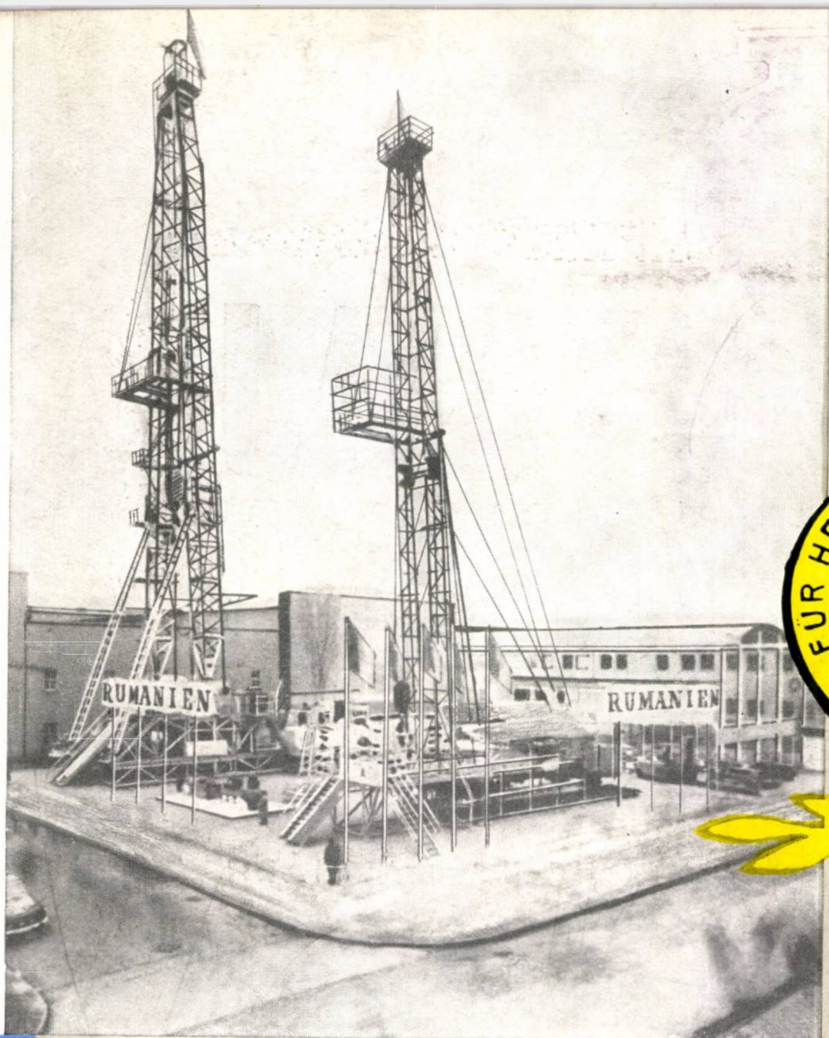


executâ :

- Vagoane de marfă descoperite
- Vagoane de marfă acoperite
- Vagoane de marfă speciale
- Vagoane refrigerente
- Vagoane de călători

Vagon acoperit, cu 4 osii – 60 t, cu boghiuri tip NIC şi cu suspensii cu inele lungi şi rulmenţi ; viteza maximă 100–120 km/h

Vagon basculant – 40 m³ – 80 t, pentru mecanizarea transporturilor pe marile şantiere de construcţii sau exploatări miniere la zi ; mecanism de basculare pneumatic


RUMANIEN
RUMANIEN

„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul Internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

FUR HERVORRAGENDE QUALITAT
INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE
MM

UZINA
1 MAI
PLOIEȘTI

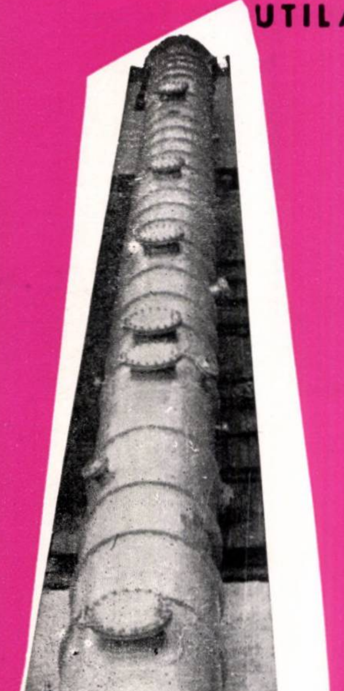
execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

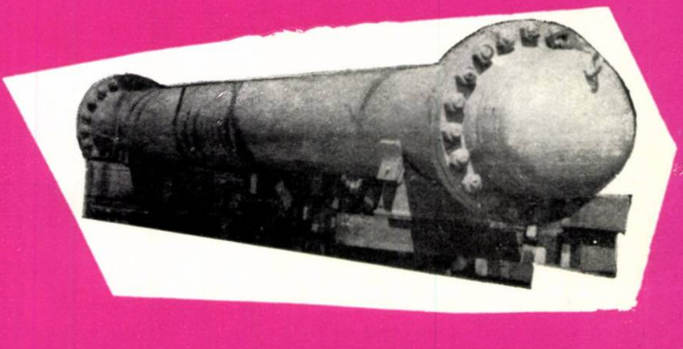
UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII



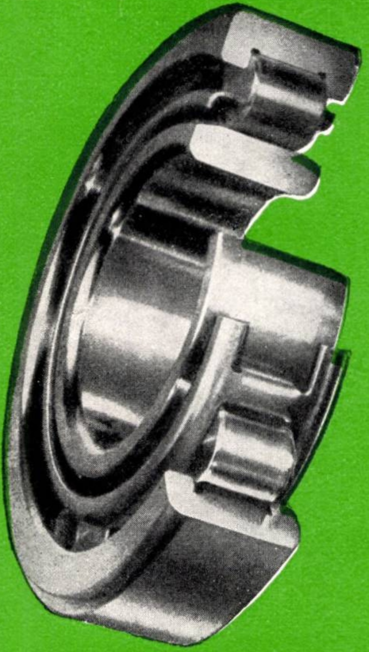
- condensatoare
- schimbătoare de căldură
- reactoare
- evaporatoare
- coloane de rectificare



RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanti cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

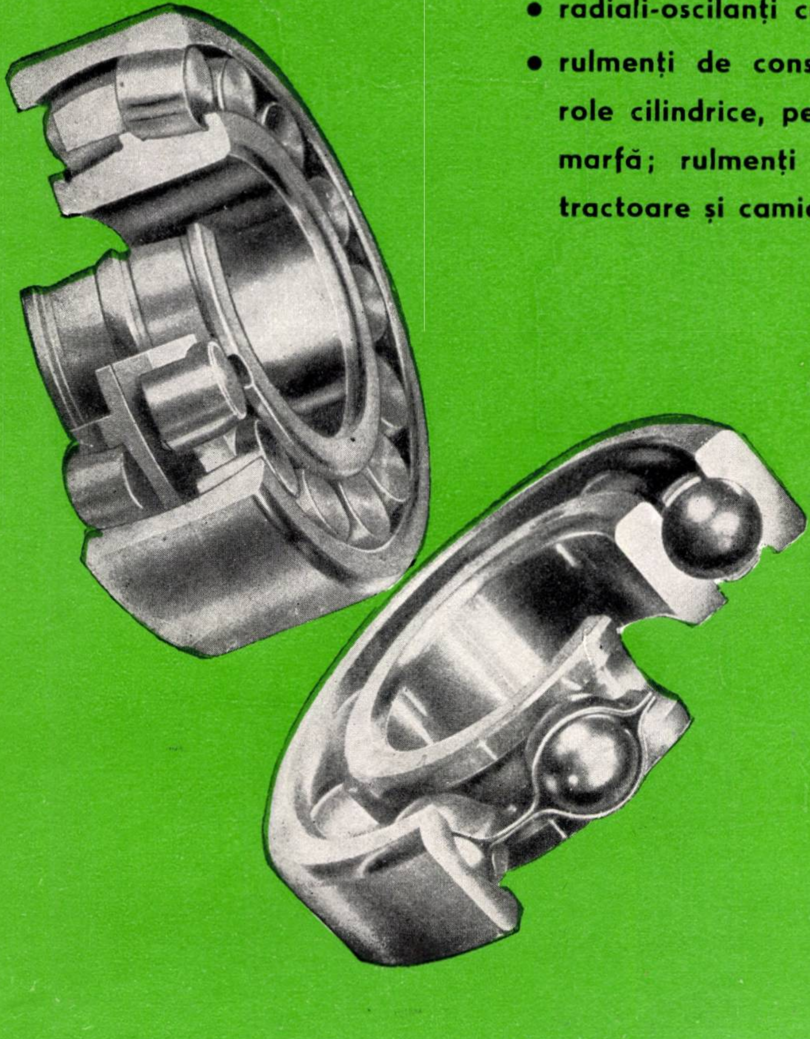


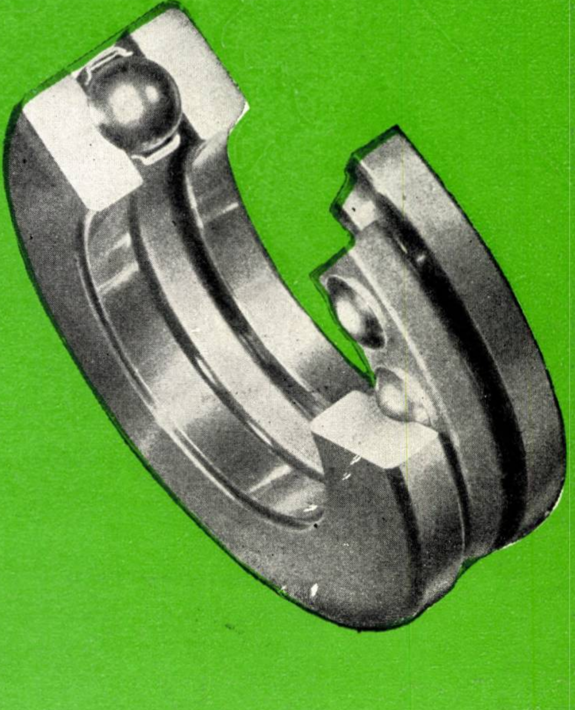
Înzestrată cu maşini specializate de mare productivitate şi precizie, cu laboratoare modern utilate şi cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

F R B
MADE IN RUMANIA

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**





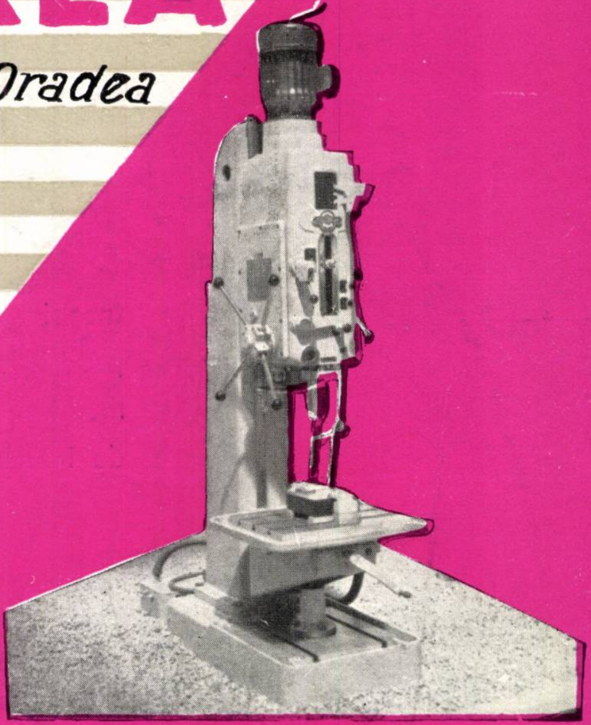
ÎNFRĂȚIREA

Uzina de mașini-unelte Oradea

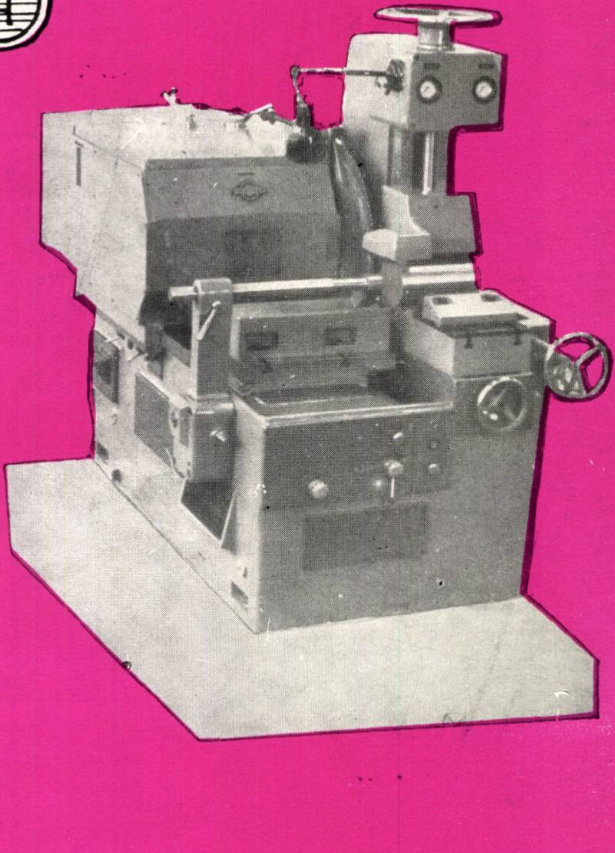
produce

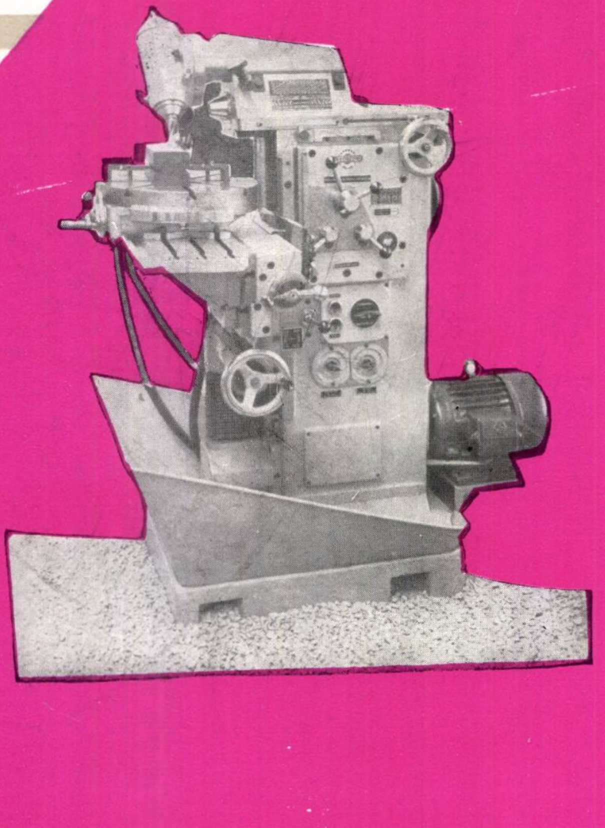
MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

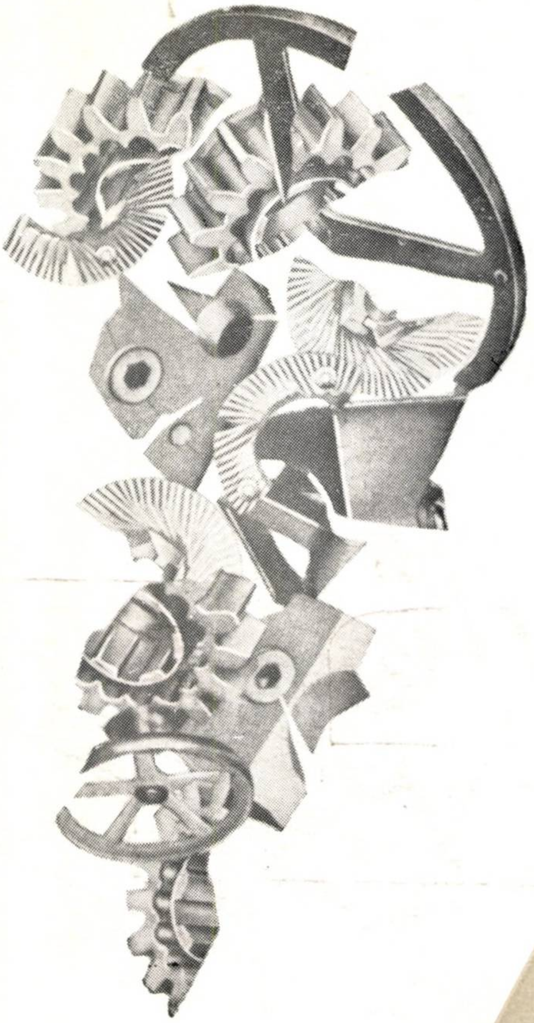
- Raboteze de 425 și 700 mm
- Mașini de găurit 416, 425, 640
- Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t
- Freze universale pentru sculărie
- Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm
- Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg



ÎNFRĂȚIREA



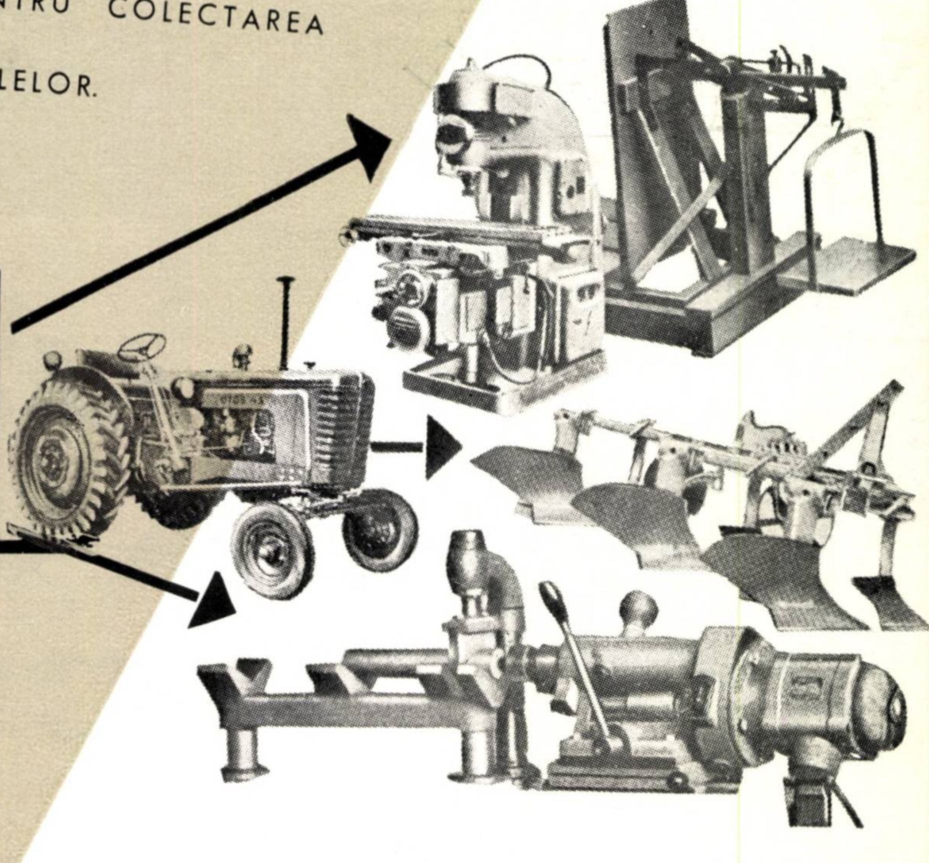


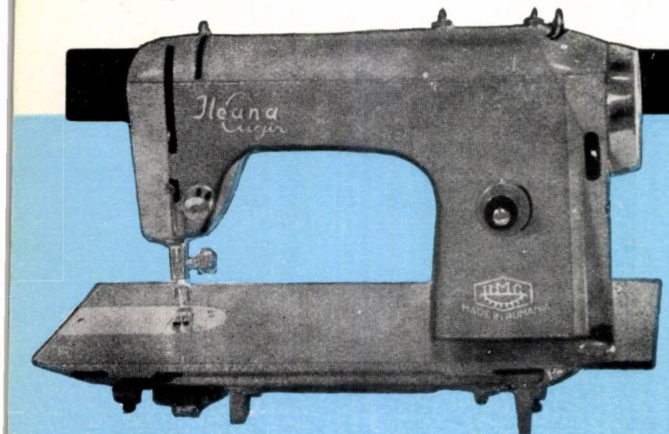


SPRIJINIȚI DEZVOLTAREA INDUSTRIEI SIDERURGICE ȘI REALIZAREA DE PRODUSE METALICE MAI MULTE, MAI BUNE ȘI MAI IEFTINE, PREDÎND DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI ÎN CANTITĂȚI CÎT MAI MARI, SORTATE CONFORM STAS, ÎNTREPRINDERII PENTRU COLECTAREA METALELOR.

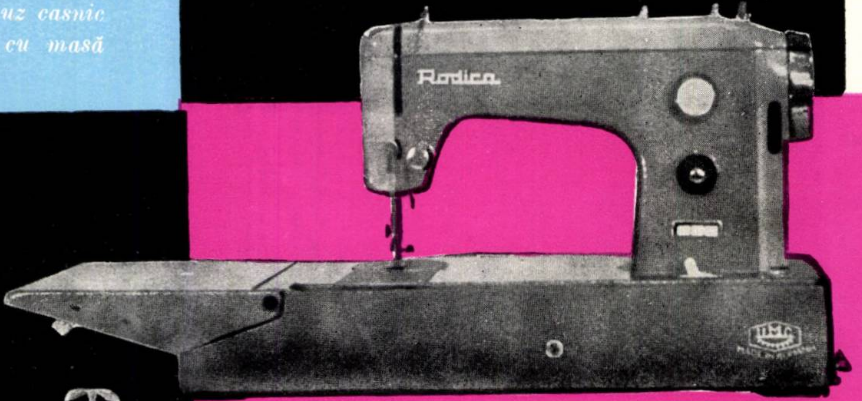
ICM

INTREPRINDEREA
PENTRU
COLECTAREA METALELOR



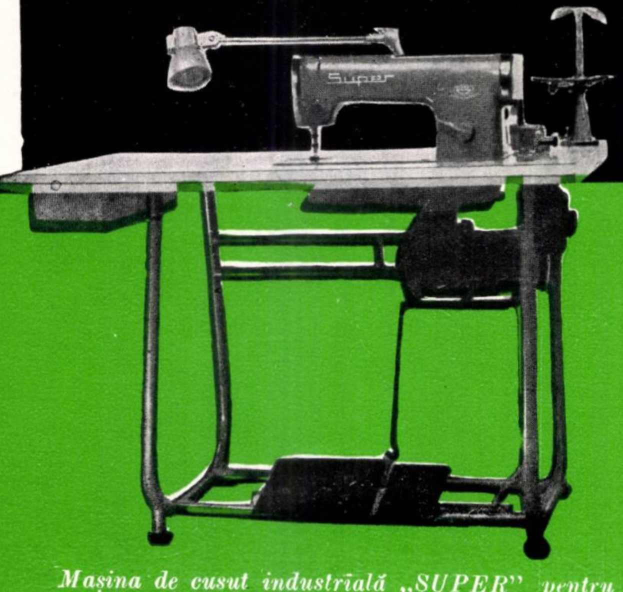


Mașina de cusut „ILEANA" pentru uz casnic execută cusături normale; se livrează cu masă normală sau mobilă.



Mașina de cusut „RODICA" execută cusături simple, în zigzag și 11 modele de cusături decorative.

Antrenare electrică în varianta valiză; în varianta mobilă, antrenare electrică sau cu pedală.

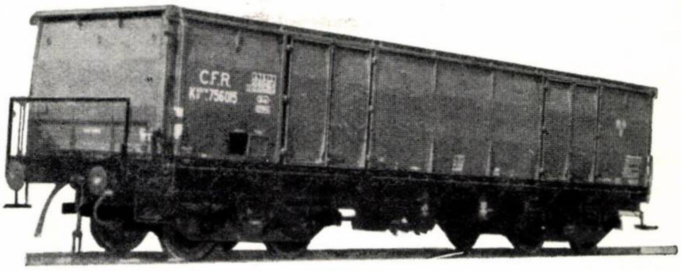


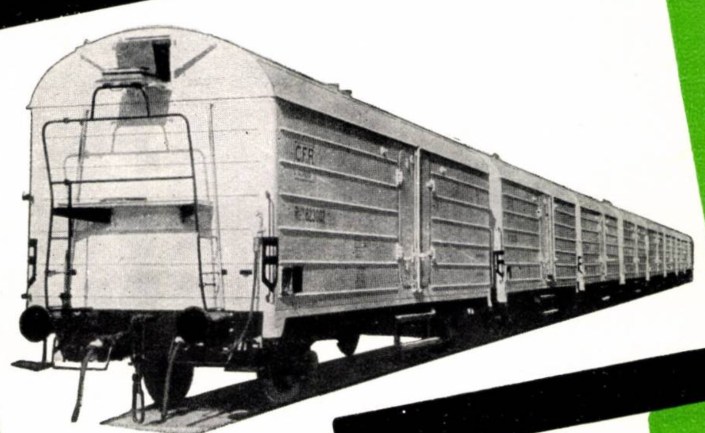
Mașina de cusut industrială „SUPER" pentru industria de confecții, prevăzută cu ungere centrală, asigură, prin turația de 4 000 rot/min a axului principal, o înaltă productivitate.

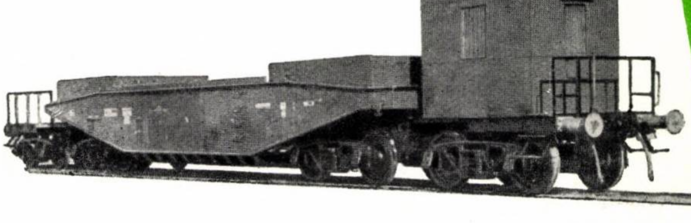
UMC
Cugir

UZINA MECANICĂ CUGIR

UZINELE DE VAGOANE ARAD







EXECUTĂ

Vagoane de marfă descoperite, vagoane de marfă acoperite, vagoane de marfă speciale, vagoane refrigerente și vagoane de călători

1. Vagon de marfă descoperit, pe 4 osii – 60 t, cu autodescărcare, cu boghiuri pe rulmenți și suspensii cu inele lungi, viteza maximă 100–120 km/h
2. Vagon refrigerent – 20 t, pentru mărfuri perisabile, cu răcire cu gheață hidrică sau carbonică; viteza maximă 100–120 km/h
3. Vagon special – 110 t, pentru sarcini mari concentrate ca transformatoare, generatoare, piese grele turnate etc.; înălțimea platformei de la șină 500 mm

UZINA RULMENTUL BRASOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE

pentru:

mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

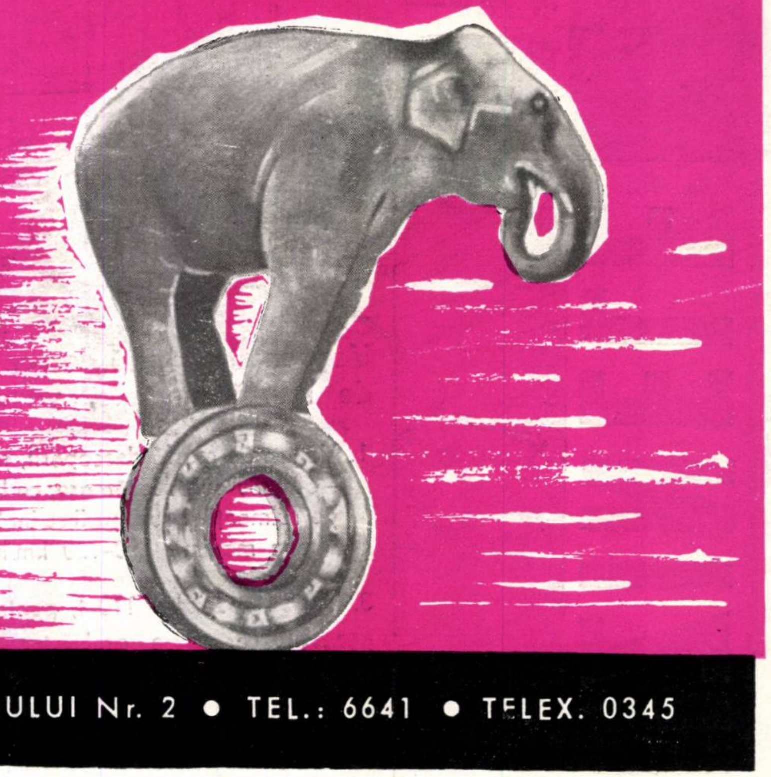
864708—864720
942 17—942 35
943 17—943 50
4074105—4074120

RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

704702 ; 804701
704903 ; 804704
704904 ; 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI

3182118 — 3182127



STR. PODULUI Nr. 2 • TEL.: 6641 • TELEX. 0345

1883

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1983

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, DECEMBRIE 1964, Nr. 12

CUPRINS

CONSTRUCȚIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

WANYOREK, C.: **Primele turboambreiaje echipate cu angrenaje Novikov, realizate la Uzina ,,Hidromecanica".** 655

MILOIU, GH. **Problemele de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M. L. Novikov.** 659

OPREAN, A., STAN, N. și MINCIU, C.: **Considerații cu privire la calculul pulsației debitului pompelor cu roți dințate.** 667

HOROVITZ, B.; **O nouă metodă de calcul al transmisiilor prin curele.** 672

NAN, I. și SUSAN, R.: **Sisteme moderne de antrenare a compresoarelor utilizate la locomotivele Diesel.** 678

TEHNOLOGIE

GRUCA, L. și SCUTELNICU, C.: **Puncte de vedere moderne la proiectarea și execuția reductoarelor de turație de mare putere** 682

DOCUMENTARE 690

RECENZII 700

CRONICĂ 706

REVISTA REVISTELOR 709

INDEX ALFABETIC 711

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R.P.R.,
și conf. ing. M. SOARE — Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621-578.4

Wanyorek, C : **Primele turboambreiaje echipate cu angrenaje Novikov, realizate la Uzina „Hidromecanica”.**

Se evidențiază din punct de vedere tehnic și metalurgic avantajele utilizării angrenajelor tip Novikov și se prezintă rezultatele obținute în exploatare cu primele angrenaje de acest tip realizate în țară.

Construcția de Mașini 16(1964), nr. 12, p. 655–658

CZ 621.833. 1

Miloiu, Gh. : **Problemele de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M.L.Novikov.**

Se realizează o analiză amănunțită a problemei sensibilității angrenajelor tip Novikov la abaterile parametrilor geometrici de bază de la valorile nominale și se prezintă aspectele în legătură cu problema controlului roțile dințate cilindrice cu această angrenare.

Construcția de Mașini 16(1964), nr. 12, p. 659–666

CZ 621.664

Oprean, A., Stan, N. și Minciu, C. : **Considerații cu privire la calculul pulsației debitului pompelor cu roți dințate.**

Se analizează pulsațiile debitului la pompele cu roți dințate cu dantură dreaptă și înclinată, corijată și necorijată evidențiindu-se metoda de calcul respectivă.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 12, p. 667–671

CZ 621.1852

Horovitz, B. : **O nouă metodă de calcul al transmisiilor prin curele.**

Se prezintă o metodă de calcul al transmisiilor prin curele, considerînd concomitent durabilitatea, capacitatea portantă și variația capacității portante în funcție de tensiunea de montaj.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 11, p. 672–677

CZ 625.282.843.6 :621.51 – 585

Nan, I. și *Susan. R.* : **Sisteme moderne de antrenare a compresoarelor utilizate la locomotivele Diesel.**

Se prezintă în mod comparativ sistemele moderne pentru antrenarea compresoarelor de pe locomotivele Diesel, insistîndu-se asupra sistemului hidrostatic.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 12, p. 678–682

CZ 621-585. 12

Gruca, L. și *Scutelnicu, C.* : **Puncte de vedere moderne la proiectarea și execuția reductoarelor de turație de mare putere.**

Se expun o serie de aspecte noi în legătură cu proiectarea și realizarea reductoarelor de turație de putere mare, insistîndu-se asupra utilității înlocuirii danturii în V prin dantură înclinată simplă.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 12, p. 682–698

Revista CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din R.P.R. — Redacția și administrația, București, str. Ion Ghica nr. 3, raion T. Vladimirescu. Telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice în contul nostru de virament 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie M.I.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice — București. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.
Tiparul: I. P. „Informația”, str. Brezoianu nr. 23—25, București. c. 4624.

41 023

ДК 621 – 578.4

Ваниорек, К.: **Первые турбосцепления, выпущенные заводом „Гидромеханика”.**

Проводится технический и металлургический анализ преимуществ сцепления конструкции Новикова, причем приводятся результаты эксплуатации первых сцеплений подобного типа изготовленных в нашей стране.

Construcţia de Maşini 16(1964), № 12, стр. 655 – 658

ДК 621.833.1

Милою, Г.: **Основные вопросы точности цилиндрической передачи конструкции М.Л. Новикова.**

Проводится подробный анализ чувствительности передачи конструкции Новикова к отклонениям основных геометрических параметров от номинальных значений и уточняются аспекты в связи с проблемой контроля зубчатых цилиндрических колес с подобной передачей.

Construcţia de Maşini 16(1964), № 12, стр. 659 – 666

ДК 621.664

Опрян, А., Стан, Н. и *Минчу, К.:* **О теоретическом расчете шестеренчатых насосов.**

Анализируются пульсации дебита шестеренчатых насосов с прямыми и косыми, корригированными и не корригированными зубьями, причем рассматривается соответствующий расчетеный метод.

Construcţia de Maşini 16(1964), № 12, стр. 667 – 671

ДК 621.852

Хоровиц, Б.: **Новый метод расчета ременных передач.**

Предлагается метод расчета ременных передач с учетом прочности, несущей способности и изменения этой последней в зависимости от монтажного напряжения.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 12 стр. 672 – 677

ДК 625.282 – 843.6 :621.51 – 585

Нан, И. и *Сусан, Р.:* **Новейшие системы привода компрессоров, применяемых в тепловодах.**

Проводится сравнение новейших систем привода тепловодных компрессоров, причем особое внимание уделяется гидростатической системе.

Construcţia de Maşini 16(1964), № 12, стр. 678 – 682

ДК 621 – 585.12

Грука, Л. и *Скутельнику, К.:* **Современные концепции относительно проектирования и изготовления высокомощных редукторов скорости вращения.**

Освещается ряд новых аспектов в связи с проектированием и конструкцией высокомощных предукторов скорости вращения, причем авторы подробно останавливаются на целесообразности замены шевронного зубчатого зацепления обычным косым зацеплением.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 12, стр. 682 – 689

DK 621 – 578.4

Wanyorek, C: **Die ersten in den „Hidromecanica”-Werken entwickelten Strömungskupplungen**

Der Verfasser unterstreicht vom technischen und metallurgischen Standpunkt die Vorteile der Anwendung von Getrieben Typ Novikov und legt die Ergebnisse dar die mit den ersten im Lande gebauten Getrieben dieser Art erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 16(1964), H. 12, S. 655 – 658

DK 621.833. 1

Miloiu, Gh.: **Grundprobleme der Präzision der Stirnradgetriebe Typ M. L. Novikov.**

Der Verfasser analysiert eingehend die Frage der Empfindlichkeit der Novikov-Getriebe gegenüber Abweichungen der geometrischen Grundparameter von den nominalen Werten und behandelt Aspekte der Kontrolle der Stirnradzähne dieser Getriebe.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 12, S. 659 – 666

DK 621.664

Oprean, A., Stan, N. und *Minciu, C.:* **Erwägungen über die theoretische Berechnung der Zahnradpumpen.**

Es wird die Pulsation des Durchflusses bei Zahnradpumpen mit gerader und geneigter, korrigierter und nichtkorrigierter Zahnung analysiert und das betreffende Berechnungsverfahren dargelegt.

Construcţia de Maşini 16(1964), H. 12, S. 667 – 671

DK 621.852

Horovitz, B.: **Ein neues Berechnungsverfahren für Riementriebe.**

Es wird ein Verfahren zur Berechnung der Riementriebe beschrieben, wobei Dauerhaftigkeit, Tragfähigkeit und die Veränderung der Tragfähigkeit im Verhältnis zur Montagespannung in Betracht gezogen werden.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 12, S. 672 – 677

DK 625.282 – 843.6 :621.51 – 585

Nan, I und *Susan, R.:* **Moderne Antriebssysteme der Kompressoren für Dieselloks.**

Es werden vergleichsweise die modernen Antriebssysteme der Diesellok-Kompressoren beschrieben, wobei in eingehenderweise das hydrostatische System behandelt wird.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 12, S. 678 – 682

DK 621 – 585.12

Gruca, L. und *Scutelnicu, C.:* **Moderne Standpunkte beim Entwurf und Bau der Leistungsuntersetzungsgetriebe.**

Es werden eine Reihe neuer Aspekte im Zusammenhang mit dem Entwurf und dem Bau der Leistungsdrehzahlwandler dargelegt, wobei die Nützlichkeit eines Ersetzens der Pfeilradzahnung durch eine einfach geneigte Zahnung unterstrichen wird.

Construcţia de Maşini 16(1964), H. 12, S. 682 – 689

CD 621–578.4

Wanyorek, C. : **Les premiers turbo-embrayages réalisés par les usines „Hidromecanica".**

On montre, du point de vue technique et métallurgique, les avantages de l'utilisation des engrenages type Novikov, ainsi que les résultats obtenus avec les premiers engrenages de ce type réalisés en Roumanie.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 12 p. 655–658

CD 621.833.1

Miloiu, Gh. : **Les problèmes fondamentaux de la précision des engrenages cylindriques type M.L. Novikov.**

L'auteur analyse minutieusement le problème de la sensibilité des engrenages type Novikov lorqu'il y a un écart entre les paramètres géométriques fondamentaux et les valeurs nominales et présente quelques aspects du contrôle des roues dentées cylindriques à engrenage Novikov.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 12, p. 659–666

CD 621.664

Oprean, A., *Stan, N.* et *Minciu, C.* : **Considérations sur le calcul théorique des pompes à roues dentées.**

On étudie les pulsations du débit des pompes à roues dentées (denture droite ou inclinée, corrigée ou non) et on donne la méthode respective de calcul.

Construcţia de Maşini 16(1964), no. 12, p. 667–671

CD 621.852

Horovitz, B. : **Une nouvelle méthode de calcul pour les transmissions par courroies.**

On expose une méthode de calcul des transmissions par courroies en tenant compte de l'endurance, de la capacité portante et de sa variation en fonction de la tension de montage.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 12, p. 672–677

CD 625.282–843.6 :621.51–585

Nan, I. et *Susan, R.* : **Systèmes modernes d'entraînement des compresseurs des locomotives Diesel.**

Les auteurs exposent comparativement les systèmes modernes d'entraînement des compresseurs des locomotives Diesel et insistent sur le système hydrostatique.

Construcţia de Maşini 16(1964), no. 12, p. 678–682

CD 621–585.12

Gruca, L. et *Scutelnicu, C.* : **Points de vue modernes sur l'établissement du projet et sur l'exécution des réducteurs de grande puissance.**

Nouveaux aspects de l'établissement du projet et de la réalisation des réducteurs de grande puissance; utilité qui résulte en remplaçant la denture en V par la denture inclinée simple.

Construcţia de Maşini 16(1964), no. 12, p. 682–689

DC 621–578.4

Wanyorek, C. : **The first turboclutches achieved at the „Hidromecanica" works.**

The advantages of using Novikov-type gears are stressed from the technical and metallurgical viewpoint, pointing out the results obtained under working conditions with the first gears of this type produced in our country.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 12, p. 655–658

DC 621.833.1

Miloiu, Gh.: **Some basic problems concerning the accuracy of the Novikov-type cylindrical gears.**

The problem of the sensibility of Novikov-type gears to the deviations of the basic geometrical parameters from the nominal values is analysed in detail and some aspects concerning the control of spur gear wheels with this gearing is discussed.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 12, p. 659–666

DC 621. 664

Oprean, A., *Stan, N.* and *Minciu, C.* : **Some considerations concerning the theoretical calculus of toothed gear pumps.**

The flow pulsations in toothed gear pumps with straight and inclined, corrected and noncorrected teeth are analysed, emphasizing the respective calculation method.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 12, p. 667–671

DC 621.852

Horovitz, B. : **A new calculation method of belt drives.**

A calculation method of belt drives simultaneously considering the durability, the bearing capacity and its variation with the setting-up tension is presented.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 12, p. 672–677

DC 625.282–843.6 :621.51–585

Nan, I. and *Susan, R.* : **Some modern driving methods of the compressors used in Diesel locomotives.**

The modern driving systems of Diesel locomotive compressors are comparatively presented, insisting on the hydrostatic system.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 12, p. 678–682

DC 621–585.12

Gruca, L. and *Scutelnicu, C.* : **A modern approach to the designing and execution of high power reducer gears.**

A series of new aspects relating to the designing and execution of high power reducer gears are described, insisting on the utility of replacing the V-teeth with simple inclined teeth.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 12, p. 682–689

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, DECEMBRIE 1964, Nr. 12

Construcţie – Cercetare – Incercări

CZ 621–578.4

Primele turboambreiaje echipate cu angrenaje Novikov, realizate la Uzina „Hidromecanica”

CONSTANTIN WANYOREK

Angrenajele de mare importanţă ale transmisiilor şi reductoarelor care funcţionează în condiţii grele, sub sarcini mari, alternative, variabile şi cu viteze de rotaţie importante, se construiesc în prezent cu dinţi avînd profilul în evolventă, cementaţi, căliţi şi rectificaţi. Necesităţile exploatării în condiţiile specificate impun o precizie foarte ridicată, care se obţine numai cu maşini speciale foarte scumpe. Presiunile specifice ridicate între dinţi necesită materiale şi tratamente scumpe, iar pierderile prin frecare relativ mari, în afară de faptul în sine, mai produc încălzirea puternică a uleiului, necesitînd deseori instalaţii de răcire [1], [2], [3], [4], [5].

Aceste dezavantaje, derivate din specificul geometric şi cinematic al angrenării în evolventă, au fost rezolvate în mare măsură prin invenţia profesorului sovietic Novikov, care a studiat şi realizat sistemul de angrenare cu dinţii profilaţi după un arc de cerc, sistem care îi poartă numele. Acest principiu nou de danturare poate sta la baza confecţionării oricăror roţi dinţate, indiferent de metoda de obţinere a dinţilor (aşchiere, turnare sau deformare plastică la cald sau la rece) şi de material. Pentru roţile confecţionate din materiale de construcţie mai moi, ca unele aliaje neferoase, pulberi sinterizate, mase plastice sau materiale stratificate, angrenarea Novikov pare a fi chiar angrenarea cea mai adecvată.

Realizarea angrenajelor cu dantură Novikov reprezintă o revoluţie în construcţia de maşini, atît prin aceea că dantura respectivă se bazează pe aplicarea unui principiu nou de proiectare a angrenării, cît şi prin importanţa tehnico-economică a aplicaţiilor posibile, în special în domeniul angrenajelor rapide care transmit puteri mari, cum şi al angrenajelor confecţionate din aliaje sau materiale relativ moi.

Dantura Novikov este constituită dintr-un sistem de suprafeţe elicoidale, profilul dinţilor, diferit la cele două roţi în angrenare, fiind format din arce de cerc; ca regulă generală, profilul este concav la roata dinţată condusă şi convex la roata conducătoare. Angrenarea făcîndu-se numai în punctul de angrenare, rezultă necesitatea de a înclina dinţii, spre a obţine atît un raport de transmitere constant (viteză unghiulară uniformă), cît şi pentru a obţine acoperirea necesară, prin înaintarea flancului [6]. Din particularităţile geometrice şi cinematice rezultă o serie de avantaje remarcabile, pe care angrenajele cu dantură Novikov N le oferă faţă de angrenajele cu dantură în evolventă EV [4], [5], [6].

1. Tăierea danturii N se poate face pe aceleaşi maşini, cu acelaşi tip de scule (freze melc, freze disc, freze deget) şi după aceleaşi procedee ca şi pentru dantura EV, cu singura deosebire că, în cazul danturii N, pentru fiecare pereche de roţi este nevoie de două scule diferite ca profil, una convexă şi cealaltă concavă.

2. Iniţial proiectarea roţilor N se făcea pe bază de profil în arc de cerc frontal; în prezent proiectarea se face pe bază de profil în arc de cerc normal, ceea ce oferă avantajul posibilităţii executării tuturor roţilor care au acelaşi modul, cu una şi aceeaşi sculă, indiferent de diametrul roţii sau de înclinarea danturii.

3. Razele de curbură echivalente (reduse) ale suprafeţelor de contact sînt de foarte multe ori mai mari la dantura N decît la EV şi deci

presiunile specifice de contact sînt mai mici la dantura N decît la dantura în EV. De aici rezultă că:

a) adoptarea danturii N permite micşorarea importantă a gabaritului, a diametrului şi a lăţimii roţilor, şi implicit micşorarea greutăţii şi a momentelor de inerţie la pornire sau frînare ale angrenajului; greutatea unui angrenaj N reprezintă aproximativ jumătate din greutatea unui angrenaj EV echivalent, adică construit pentru aceleaşi condiţii de exploatare;

b) devine posibilă folosirea unor materiale de construcţie mai puţin rezistente şi mai moi, de exemplu, oţel nealiat sau slab aliat cu elemente nedeficitare, de îmbunătăţire, călit şi revenit, fără rectificare; totodată graţie presiunilor specifice mai mici între suprafeţele în angrenare, danturarea după principiile Novikov pare a fi deosebit de indicată pentru utilizarea unor materiale moi, metalice şi nemetalice, fonte metale neferoase, pulberi metalice şi răşini sintetice pure sau folosite ca lianţi în materiale stratificate;

c) presiunile specifice de contact mai mici fac ca pittingul să fie mai rar întîlnit la N decît la EV.

4. La dantura N viteza relativă de rostogolire a suprafeţelor de lucru este de cîteva ori mai mare decît în cazul danturii EV. Viteza mare de rostogolire, împreună cu raza de curbură echivalentă (redusă) foarte mare a suprafeţelor în angrenare, şi presiunile specifice de contact mici fac ca filmul de ulei dintre suprafeţele de lucru ale dinţilor N să se poată forma mai uşor şi să fie mai stabil decît în cazul danturii EV. Ungerea fiind foarte bună, pierderile prin frecare la dantura N sînt foarte mici, randamentul energetic este foarte bun şi uzura dinţilor este mică, ceea ce, ţinînd seamă şi de presiunile specifice mici, permite să se renunţe la tratamentul de cementare, călire şi la rectificarea danturilor.

5. În cazul danturii N, prin funcţionare (rodaj) suprafeţele în contact se tasează, se uzează şi se lustruiesc pînă la obţinerea unui profil de angrenare optim, de minimă rezistenţă la frecare, după care, teoretic, uzura trebuie să înceteze. Realizarea acestui lucru este posibilă numai datorită durităţii relativ reduse (220—260 HB) a materialului dinţilor N şi explică, în parte, insensibilitatea relativă a roţilor N faţă de unele abateri dimensionale ale profilului dinţilor, rezultate din prelucrarea roţilor, cum şi posibilitatea suprimării operaţiei de rectificare.

La roţile EV, cementate, călite şi rectificate, autoprofilarea este, teoretic, inadmisibilă şi, practic, imposibilă. La aceste roţi, profilul optim şi starea optimă a suprafeţei trebuie realizate necondiţionat de la început, prin procesul de fabricaţie, la gradul de precizie dimensională şi de calitate a suprafeţelor de lucru cel mai înalt posibil.

Autoprofilarea roţilor N nu poate şi nu trebuie să încurajeze executarea neglijentă, adică fără precizie, a angrenajelor N; dimpotrivă este necesar să se urmărească realizarea maximului posibil de precizie dimensională şi de calitate a suprafeţelor de lucru, şi anume direct prin procesul de fabricaţie, lăsînd cît mai puţin, adică numai micile corectări de profil şi lustruirea, pe seama rodajului la bancul de încercare şi, eventual, parţial şi pentru prima perioadă de exploatare. Cu cît durata necesară a perioadei de rodaj va fi mai scurtă, cu atît funcţionarea agregatului în exploatare va fi mai satisfăcătoare, chiar de la început. Numai aşa a fost posibil să se realizeze în U.R.S.S. angrenaje N care să transmită, fără dificultăţi, 15 000 CP la o viteză periferică de 90 m/s [4].

6. Datorită faptului că frezarea finală a danturii N se execută după tratamentul termic de îmbunătăţire a roţii, procesul de fabricaţie permite să se evite, în mare măsură, deformările supărătoare care rezultă deseori ca urmare a aplicării tratamentului termochimic la care sînt supuse, gata frezate, roţile EV.

7. Din cauza frecărilor interne mici încălzirea uleiului de ungere la angrenajele N este mică, ceea ce permite suprimarea instalaţiilor speciale de răcire, a căror utilizare este necesară în cazul angrenajelor EV care transmit puteri mari la viteze periferice mari. Aceeaşi cauză contribuie şi la micşorarea consumului de ulei.

8. Este necesar ca distanţa dintre axele roţilor N şi paralelismul acestora să se realizeze în condiţii cît mai bune, abaterile dimensionale pozitive în această direcţie putînd afecta buna funcţionare a angrenajelor. Această sensibilitate reprezintă aproape singurul punct mai slab dintre caracteristicile acestui nou tip de angrenaje.

În consecinţă este necesar să se acorde atenţia cuvenită executării corecte a locaşurilor pentru paliere (coaxialitatea, paralelismul şi distanţa dintre axe), iar carcasele respective, sudate sau turnate, vor fi neapărat detensionate artificial, în vederea stabilizării în timp a formei şi dimensiunilor.

În cazul folosirii roţilor Novikov drept piese de schimb pentru reductoare, turboambreiaje, transmisii hidraulice etc. este posibilă necesitatea de a ţine seamă de această sensibilitate şi de a se determina diametrele roţilor pe baza măsurării distanţei reale dintre axe, aşa cum se constată în fiecare caz particular. Rulmenţii cu bile oferă o siguranţă mărită pentru păstrarea constantă în timp a distanţei între axe.

Aplicarea metodei de danturare Novikov prezintă unele consecinţe metalurgice din cele mai importante:

1) permite înlocuirea oţelurilor de cementare, şi deficitare, aliate cu crom, nichel, molibden,

vanadiu, titan, prin oțeluri de îmbunătățire, și anume fie prin oțeluri carbon de calitate, fie prin oțeluri slab aliate cu elemente ieftine și nedeficitare, cum sînt cromul, manganul siliciul;

2) se realizează înlocuirea tratamentului termic de cementare-călire-detensionare, — operație lungă și relativ complicată, necesitînd unele utilaje speciale și expusă la eșecuri — printr-un tratament termic simplu, de îmbunătățire prin călire, urmată de revenire înaltă, ușor și sigur de executat și de controlat, fără să fie nevoie de utilaje speciale;

3) se evită deformarea roților dințate din cauza tratamentului termic, acesta aplicîndu-se, datorită specificului tehnologiei de fabricație, înainte de finisarea danturii;

4) permite suprimarea rectificării — operație dificilă din cauza posibilității apariției defectului de fisuri de rectificare, care determină rebutarea totală a piesei; evitarea acestor fisuri impune, din punct de vedere mecanic, respectarea riguroasă a regimului de așchiere și răcire, iar din punct de vedere metalurgic necesită:

— aplicarea unei operații de revenire joasă, dificil de executat din cauza necesității unei detensionări intense fără determinarea unei scăderi sensibile a durității obținute după călire și

— folosirea unor oțeluri de cementare cu conținut de mangan sub 0,4%, conținuturile superioare favorizînd apariția fisurilor [7]. Condiția de compoziție este îndeplinită de oțelurile de cementare crom-nichel și crom-molibden, ambele deficitare, nu însă și de oțelurile de înlocuire. Din acest fapt rezultă mari greutăți legate de utilizarea oțelurilor de cementare de înlocuire pentru construirea de roți dințate rectificate, greutăți care dispar prin aplicarea angrenării Novikov.

Prin adoptarea danturii Novikov, procesul de fabricație al roților dințate se simplifică, atît în sectorul prelucrător, cît și în cel metalurgic, prin trecerea de la gama de operații pentru roți în evolventă, care cuprinde șapte operații, la gama de operații pentru roți Novikov, care cuprinde cinci operații, mai puține și mai simple.

Procesul de fabricație pentru roțile în evolventă comportă: forjare sau turnare din oțel aliat deficitar, normalizare, degroșare, detensionare, danturare (frezare cu adaos de rectificare), tratament termic (cementare, călire-detensionare cu posibilități de deformare, și rectificare pe mașini speciale, scumpe (cu posibilități de fisurare la rectificare).

Pentru roțile Novikov: forjare sau turnare din oțel nealiat sau aliat slab și nedeficitar, normalizare, degroșare (fără sau inclusiv danturarea de degroșare), tratament termic (îmbunătățire prin călire și revenire înaltă, cu influență redusă sau nulă asupra deformării roții) și danturare (frezare fără rectificare și deci fără riscuri de fisurare).

Înlocuind roțile *EV* prin roți *N* avînd același gabarit, (interșanjabile cu roțile *EV*) orice uzină poate realiza o serie de avantaje:

— se înlocuiește operația de cementare, lungă, costisitoare și delicată (expusă la eșecuri) prin operația mai scurtă, mai ieftină, mai simplă și mai sigură, de îmbunătățire, care se execută fără utilaje speciale;

— se înlocuiește oțelul aliat puternic și aliat deficitar prin oțel nealiat sau slab aliat și nedeficitar;

— se evită deformarea roților dințate din cauza tratamentului termic;

— se suprimă rectificarea, operație costisitoare, de lungă durată și foarte sensibilă, putînd da naștere la rebuturi mari tocmai în faza finală a procesului tehnologic; odată cu suprimarea operației dispar și rebuturile aferente, care pot fi importante, nu numai ca valoare, dar mai ales din punctul de vedere al termenului de livrare; simultan se suprimă total transportul roților la și de la colaboratori și se descongestionează 100% mașinile speciale de rectificat; se economisesc materialul și manopera necesare pentru confecționarea cuțitelor speciale pentru danturat etc.;

— se realizează o dantură robustă mai puțin sensibilă la pitting și la precizia de prelucrare a profilului decît dantura *EV*, avînd tendința de autoprofilare prin rodaj, și realizînd un randament mecanic bun, o uzură mică a dinților, un consum mic de ulei de ungere și o încălzire redusă în paliere; instalațiile speciale, necesare în unele cazuri pentru răcirea uleiului de ungere, se pot suprima;

— dantura Novikov se poate executa cu un utilaj de prelucrare și de tratament termic simplu, disponibil în mod curent în orice uzină;

— se simplifică ciclul de fabricație;

— se micșorează consumul specific de oțeluri aliate pentru roți dințate, se micșorează greutatea angrenajelor, greutatea moartă a vehiculelor, gabaritul angrenajelor, eforturile dinamice din timpul funcționării agregatelor, se ușurează pornirea și oprirea prin micșorarea momentului de inerție, ceea ce permite realizarea unor dispozitive de pornire și frînare mai ușoare și se ameliorează mult condițiile de exploatare ale acelor agregate, care în mod normal sînt supuse la numeroase porniri și opriri;

— se poate da o utilizare superioară unor materiale de construcție noi (aliaje neferoase, rășini sintetice, materiale stratificate, pulberi sinterizate).

Primele realizări de angrenaje Novikov la Uzina „Hidromecanica"

De cîțiva ani Uzina „Hidromecanica" din Brașov produce turboambreiajul TA-500 C, care transmite o putere maximă de 350 CP la 2 130 rot/min, şi lucrează în condiţii de exploatare foarte dure, fiind montat pe instalaţia de foraj 4LD-150A.

În figura 1 se reprezintă o secţiune orizontală a turboambreiajului TA-500 C.

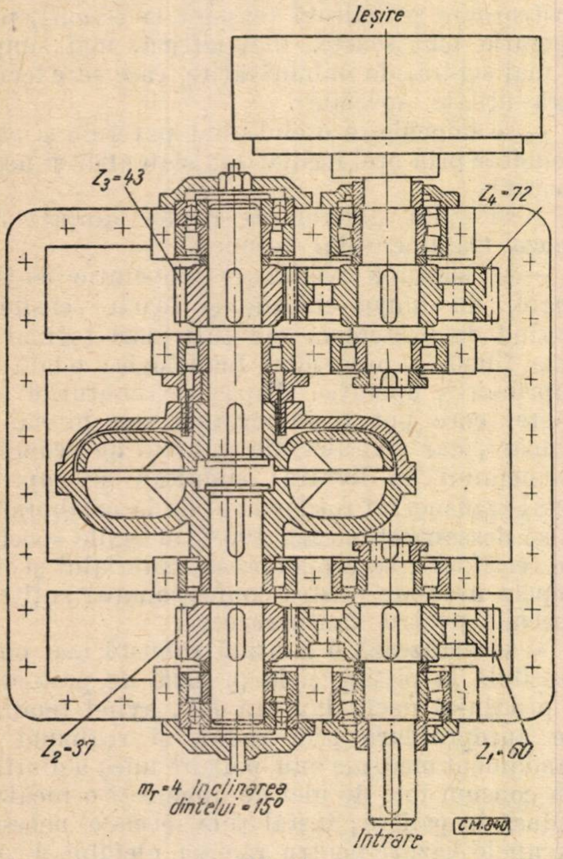


Fig. 1

De la arborele motor de intrare, care se roteşte cu 1 200 de rot/min, mişcarea se transmite prin intermediul unui angrenaj multiplicator, compus din două roţi dinţate în *EV*, la rotorul-pompă (primar), care se roteşte cu 2 130 de rot/min. Prin intermediul uleiului, mişcarea se transmite mai departe la rotorul-turbină (secundar), care acţionează un angrenaj demultiplicator, normal, ceea ce imprimă arborelui motor de ieşire o turaţie de maximum 900 rot/min. Roţile dinţate în *EV* ale agregatului sînt confecţionate din oţel MC 10, urmînd gama de operaţii: forjare, recoacere, degroşare, danturare, cementare, călire, detensionare, rectificare control şi montaj. Viteza periferică a acestor roţi este de circa 20 m/s.

Uzina a întîmpinat greutăţi mari în fabricaţia angrenajelor, mai ales din cauza necesităţii de a rectifica danturile, operaţie pentru care a trebuit să recurgă la o colaborare cu diverse uzine din ţară, nedispunînd de utilajul special necesar în cantitate suficientă. Aceste uzine executau uneori operaţia cu un regim de aşchiere prea intensiv, ceea ce conducea în mod inevitabil la fisuri de rectificare, care determinau rebutarea unor piese atît de preţioase tocmai la finele unui proces tehnologic lung şi delicat. Înlocuirea la timp a acestor rebuturi constituia evident o problemă.

Proprietăţile angrenajelor Novikov au determinat introducerea acestor angrenaje drept soluţia optimă a dificultăţilor menţionate.

În martie 1962 primul turboambreiaj (din R.P.R.) echipat cu roţi dinţate cu dantură Novikov şi-a trecut cu succes examenul pe bancul de probă. Durata încercării a fost de patru ori mai lungă decît în mod obişnuit, iar intrarea sub sarcină plină s-a făcut gradat.

După 3 900 h de funcţionare în condiţii grele în diferite schele, acest turboambreiaj a fost adus în uzină pentru revizie constatîndu-se o stare bună a danturii (uzuri normale), ceea ce a determinat retrimiterea lui în exploatare fără să se schimbe roţile.

În februarie 1963 uzina a mai livrat încă patru truboambreiaje Novikov din care chiar cele care au depăşit 10 000 h de funcţionare în schelă, la diferite sonde, au fost găsite bune pentru a continua activitatea în condiţiile deosebit de grele ale săpării unei sonde de 3 200 m adîncime.

Între timp uzina a mai executat o serie de loturi de roţi dinţate Novikov, solicitate ca piese de schimb de atelierele de întreţinere ale schelelor, de la care pînă în prezent nu s-a primit nici o reclamaţie.

Aceste realizări obţinute în condiţii grele de exploatare justifică aşteptările şi impun o acţiune în favoarea introducerii angrenajelor Novikov.

---

[1] *Szenicsei, L.* Evoluţia tehnologiei dinţării în ultimele două decenii. În: Metalurgia şi Construcţia de maşini, nr. 1, 1961. [2] *Laşcu-Simion Lucia.* Metode avansate de fabricare a roţilor dinţate. În: Metalurgia, nr. 5, 1963. [3] *Grob, E.* Kaltwalzmaschinen für Keilwellen und Zahnräder. In: Werkstattstechnik, 1960, p. 351—357. [4] Transmisii cu roţi dinţate tip Novikov. In: Tehnica nouă, nr. 237, 1959. [5] Transmisii cu roţi dinţate cu angrenare tip Novikov. Bucureşti, I.D.T., 1963. [6] Vestnic Maşinostroienia. Bucureşti, I.D.T., nr. 4, 5, 6, 10 din 1958 şi nr. 5 din 1959. [7] *Gérard de Smet.* Rectificarea suprafeţelor cementate. În: Construcţia de maşini şi prelucrarea metalelor, Bucureşti, I.D.T., nr. 3, 1959.

CZ 621.833.1

Problemele de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M. L. Novikov

GHEORGHE MILOIU

În ultimul timp se acordă o atenţie deosebită studiului teoretic şi experimental al angrenajelor tip M. L. Novikov, ca urmare a faptului că această nouă transmisie cu roţi dinţate prezintă calităţi superioare angrenajelor obişnuite: capacitatea de încărcare depăşeşte de cîteva ori pe aceea a angrenajelor obişnuite (în evolventă), pierderile prin frecare sînt mai reduse decît la angrenajele în evolventă (de aproximativ două ori), iar continua autoprofilare a dinţilor în timpul exploatării face ca, pe măsura funcţionării, dinamica roţilor să se îmbunătăţească (durata de utilizare se ridică mult).

Pentru studiul problemelor legate de precizia acestui tip de angrenaj, a cărui schemă apare în figura 1, este util a se nota pe scurt cele mai importante dintre particularităţile sale.

La noua transmisie cu roţi dinţate angrenarea se realizează între dinţii convecşi ai unei roţi (de obicei cea mai mică) şi cei concavi ai celeilalte. Suprafeţele active ale flancurilor dinţilor se formează prin deplasarea în spaţiu a unor curbe plane generatoare ce rămîn tot timpul paralele cu planul frontal al roţilor (raza de curbură a curbei generatoare, folosită ca profil al dinţilor convecşi, calculată în punctul de contact K, este cu puţin mai mică decît a celeilalte curbe generatoare — profil al dinţilor concavi — calculată în acelaşi punct), cu centrele de curbură ale porţiunilor infinit vecine punctelor ce vin în contact pe elice cilindrice cu pas constant, E_{c1} şi E_{c2}. Drept curbe generatoare ale suprafeţelor active ale dinţilor roţilor cu angrenare Novikov se pot folosi arcele de cerc (profilurile frontale ale dinţilor sînt circulare) sau orice curbe plane apropiate de arcul de cerc. Considerente de ordin tehnologic impun utilizarea, de preferinţă, a arcului de cerc ca profil normal al dinţilor. În acest caz, regula de formare a suprafeţelor active ale dinţilor roţilor se prezintă oarecum sub o altă formă decît aceea enunţată de autorul angrenajului: suprafeţele active ale flancurilor dinţilor roţilor dinţate cu angrenare Novikov sînt generate prin deplasarea unor arce de cerc cu centrele pe elicele E_{c1} şi E_{c2}, planele acestor curbe de generare rămînînd tot timpul perpendiculare pe elicele centrelor E_{c1} şi E_{c2}. Razele cilindrilor centrelor (cilindrii pe care se înfăşoară elicele centrelor) sînt R_{c1} şi R_{c2}. Elicele centrelor E_{c1} şi E_{c2} sînt caracterizate de parametrii elicoidali p_{c1} şi p_{c2}:

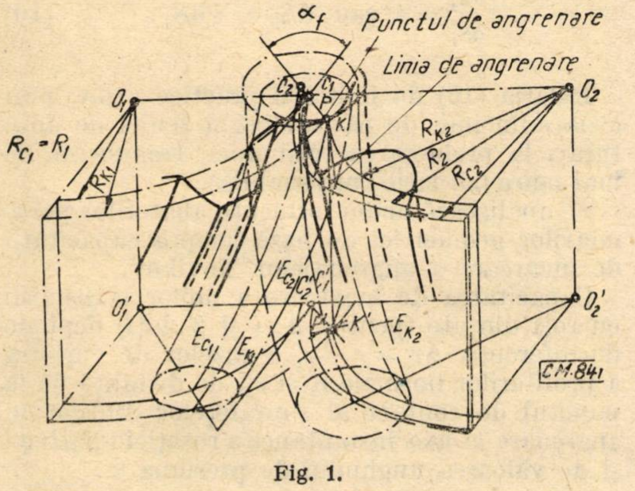


Fig. 1.

$$p_{c1,2} = R_{c1,2} \operatorname{ctg} \beta_{c1,2}, \tag{1}$$

în care $\beta_{c1,2}$ sînt unghiurile de înclinare a elicelor $E_{c1,2}$.

Contactul dinţilor în angrenare este teoretic punctiform (în punctul de angrenare K), practic însă, la transmiterea sarcinii ia parte o întreagă regiune din jurul acestui punct; mărimea acestei regiuni este influenţată esenţial de curbura elicelor de contact E_{k1} şi E_{k2} în planele tangente cilindrilor pe care sînt dispuse, avînd razele R_{k1} şi R_{k2}.

În continuare se vor analiza cele două probleme de bază ale preciziei angrenajelor Novikov: sensibilitatea acestor angrenaje la abaterile parametrilor geometrici de bază de la valorile nominale şi controlul roţilor dinţate cilindrice cu noua angrenare, dinţii avînd profilul normal circular.

Drept parametri geometrici de bază ai angrenajelor punctiforme Novikov pot fi consideraţi:

$R_{c1,2}$ — razele cilindrilor centrelor profilurilor active ale dinţilor;

$r_{1,2}$ — razele de curbură ale profilurilor normale ale dinţilor;

β — unghiul de înclinare a dinţilor (unghiul elicelor dinţilor cu direcţiile axelor roţilor);

$p_{1,2}$ — parametrii elicoidali;

l — distanţa de la punctul de contact la axa instantanee a rotaţiei relative PP';

A — distanţa dintre axele roţilor.

Din cauza erorilor de execuţie a roţilor, a erorilor de montaj şi a modificării poziţiei reciproce a suprafeţelor conjugate ale dinţilor sub sarcină (deformaţii elastice ale arborilor şi dinţilor, variaţii de temperatură, modificarea formei dinţilor cauzată de uzură), transmisia reală se deosebește de aceea teoretică, parametrii geometrici reali abătîndu-se, mai mult sau mai puțin, de la valorile nominale, ceea ce poate duce la încălcarea preciziei cinematice și micșorarea capacității de încărcare a angrenajului.

La aprecierea sensibilității angrenajelor Novikov, ca de altfel la toate angrenajele, față de abaterile parametrilor geometrici de bază trebuie să se aibă în vedere destinația acestora.

La transmisiile cu roți dințate cu precizie cinematică foarte ridicată și care transmit sarcini neînsemnate (angrenaje de viteză, angrenaje de divizare) se consideră constanța raportului de transmitere instantaneu i_τ drept criteriu de apreciere a sensibilității transmisiei.

La transmisiile cu roți cu viteze periferice mici, dar puternic încărcate (angrenaje de forță), se urmărește o pată de contact cît mai mare (buna utilizare a înălțimii și lungimii dinților) și avantajos dispusă, pata de contact fiind cît mai simetric așezată de o parte și de alta a elicei punctelor teoretice de contact E_k.

Sensibilitatea față de abaterile parametrilor geometrici de bază la transmisiile cu roți dințate cu angrenare Novikov ce lucrează la viteze periferice mari și transmit sarcini mari (transmisii rapide puternic încărcate) se apreciază avînd în vedere ambele criterii menționate.

La stabilirea relațiilor pentru calculul modificărilor elementelor ce caracterizează criteriile de apreciere a sensibilității transmisiilor cu roți dințate cu angrenare Novikov (în funcție de tipul transmisiei), față de abaterile fiecăruia dintre parametrii geometrici de bază, ceilalți parametri sînt considerați ca fiind executați fără abateri.

Deoarece la noua transmisie cu roți dințate contactul dinților are loc (teoretic) între elicele E_{k1} și E_{k2}, precizia formei și poziției liniilor elicoidale de contact determină precizia cinematică a transmisiei. De altfel se constată ușor aceasta știind că:

$$i_\tau = \frac{p_2}{p_1}. \qquad (2)$$

Rezultă că precizia elicelor de contact este determinată de precizia elicelor dinților.

La abaterea parametrilor elicoidali p_1 și p_2 cu $\mathrm{d}p_1$ și, respectiv, $\mathrm{d}p_2$ raportul de transmitere instantaneu se modifică cu cantitatea $\mathrm{d}i_\tau$ calculabilă cu relația:

$$\mathrm{d}i_\tau = i\left(\frac{\mathrm{d}p_2}{p_2} - \frac{\mathrm{d}p_1}{p_1}\right). \qquad (3)$$

Știind că pentru liniile elicoidale ale dinților parametrii elicoidali sînt:

$$p_1 = R_1 \operatorname{ctg} \beta_1 \text{ și } p_2 = R_2 \operatorname{ctg} \beta_2, \qquad (4)$$

și că $R_1 = R_{c1}$, iar $R_2 \approx R_{c2}$, relația (3) devine:

$$\mathrm{d}i_\tau = i\left[\left(\frac{\mathrm{d}R_{c2}}{R_{c2}} - \frac{\mathrm{d}R_{c1}}{R_{c1}}\right) + \left(\frac{\mathrm{d}\beta_1}{\cos^2 \beta_1} - \frac{\mathrm{d}\beta_2}{\cos^2 \beta_2}\right)\right]. \qquad (5)$$

Abaterile parametrilor $R_{c1,2}$ de la valorile nominale duc la modificarea raportului de transmitere instantaneu cu cantitatea:

$$\mathrm{d}i_\tau = i\left(\frac{\mathrm{d}R_{c2}}{R_{c2}} - \frac{\mathrm{d}R_{c1}}{R_{c1}}\right). \qquad (6)$$

Raportul de transmitere instantaneu se modifică cu

$$\mathrm{d}i_\tau = i\left(\frac{\mathrm{d}\beta_1}{\cos^2 \beta_1} - \frac{\mathrm{d}\beta_2}{\cos^2 \beta_2}\right), \qquad (7)$$

atunci cînd abaterile unghiurilor de înclinare a dinților sînt $\mathrm{d}\beta_1$ și, respectiv, $\mathrm{d}\beta_2$.

Din relația (3) rezultă că raportul de transmitere este riguros constant ($\mathrm{d}i_\tau = 0$) cînd:

$$\frac{\mathrm{d}p_2}{p_2} - \frac{\mathrm{d}p_1}{p_1} = 0, \qquad (8)$$

adică:

$$\frac{\mathrm{d}p_2}{\mathrm{d}p_1} = \frac{p_2}{p_1} = i_\tau. \qquad (9)$$

Pe baza relației (9) se impune o concluzie de o deosebită importanță practică: dacă abaterile parametrilor elicoidali sînt de același semn și proporționale cu raportul de transmitere, precizia cinematică a transmisiei nu suferă, erorile cinematice, cînd $\mathrm{d}p_2 = i\mathrm{d}p_1$,[1] compensîndu-se reciproc.

Deoarece abaterile parametrilor $R_{c1,2}$ se datoresc abaterilor adîncimilor de pătrundere a sculelor $\mathrm{d}S_{1,2}$ (practic egale, $\mathrm{d}R_c = \mathrm{d}S$), avînd în vedere și relația (6), se scrie:

$$\frac{\mathrm{d}S_2}{\mathrm{d}S_1} = i \text{ sau } \mathrm{d}S_2 = i\,\mathrm{d}S_1. \qquad (10)$$

Relația (10) dă indicații practice utile; precizia adîncimii de pătrundere a sculei de danturat, la prelucrarea roții mici, trebuie să fie mai mare (situație convenabilă).

Se analizează acum influența abaterilor parametrilor geometrici de bază asupra capacității de încărcare a angrenajelor Novikov.

Capacitatea de încărcare a noilor transmisii cu roți dințate (pentru A, i și β dați) depinde de diferența $\Delta r = r_2 - r_1$ a razelor de curbură a profilurilor normale r_1 și r_2, de distanța de la punctul de contact al suprafețelor dinților în angrenare la axa instantanee a rotației relative l și de valoarea unghiului de presiune α_f.

Valoarea unghiului de presiune α_f influențează hotărîtor capacitatea de încărcare a transmisiei. Abateri importante ale unghiului de presiune nominal α_f duc la contactul de vîrf al dinților, ceea ce înrăutățește rezistența atît la eforturile de contact, cît și la încovoierea dinților, prin mărirea brațului de acțiune a forței de încovoiere.

Modificarea unghiului de presiune frontal $\mathrm{d}\alpha_f$, la abaterea $\mathrm{d}A$ a distanţei efective dintre axe, faţă de valoarea sa nominală, se evaluează conform relaţiei (1):

$$\mathrm{d}\alpha_{f_A} = -2\,\frac{\Delta r + i\,(\Delta r \sin\alpha_f + A)\cos\alpha_f}{\Delta r \cdot i \cdot A \cdot \sin 2\,\alpha_f}\,\mathrm{d}A. \tag{11}$$

Cu suficientă precizie $\mathrm{d}\alpha_{f_A} = \mathrm{f}\,(\mathrm{d}A)$ se calculează cu formula:

$$\mathrm{d}\alpha_{f_A} \approx -\frac{1}{\Delta \mathrm{r} \cdot \sin\alpha_f}\,\mathrm{d}A. \tag{12}$$

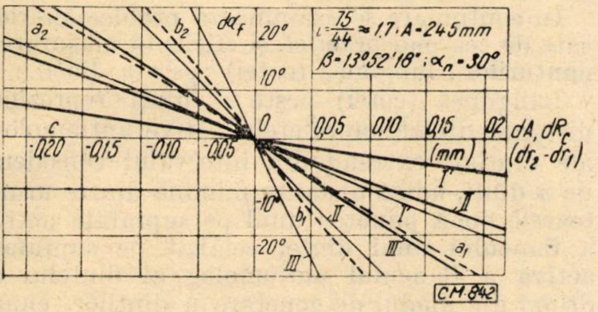


Fig. 2

Unghiul de presiune α_f suferă modificări importante chiar la abateri mici ale distanţei dintre axe (fig. 2, liniile continue groase), ceea ce face ca angrenajul Novikov să fie considerat deosebit de sensibil la abaterile distanţei dintre axe. Trebuie ţinut seamă însă că la micşorarea distanţei dintre axe ($\mathrm{d}A < 0$) şi la mărirea acesteia ($\mathrm{d}A > 0$) au loc fenomene calitativ diferite. La abateri negative ale distanţei dintre axe are loc mărirea unghiului de presiune, ceea ce duce la contactul de vîrf al dinţilor cu profil convex, însă care s-a dovedit nepericulos, şi la mărirea distanţei l de la punctul de angrenare la axa instantanee a rotaţiei relative [1] (fig. 3):

$$\mathrm{d}l_A = -\frac{\mathrm{d}A}{(i+1)\sin\alpha_f}. \tag{13}$$

Capacitatea de încărcare a transmisiei nu se înrăutăţeşte, ci dimpotrivă. La abateri pozitive ale distanţei dintre axe, unghiul de angrenare se micşorează şi se produce contactul de vîrf al dinţilor concavi (foarte nedorit); de asemenea, se reduce, întrucîtva, distanţa l [$\mathrm{d}l$ se calculează cu formula (13)]. Sînt de preferat deci abateri negative ale distanţei dintre axe. În cazul neparalelismului axelor geometrice ale roţilor, distanţa maximă dintre ele nu trebuie să depăşească distanţa nominală dintre axe ($\mathrm{d}A \leqslant 0$), iar distanţa minimă să nu iasă din cîmpul de toleranţă al distanţei dintre axe ($\mathrm{d}A < 0$).

În urma unor ample cercetări experimentale, I.N. Grişel [4] recomandă, pentru roţi dinţate cu modulul normal $m_n = 3-5$ mm, $\mathrm{d}A = -(0{,}1-0{,}15)$ mm. La angrenajele cu $\mathrm{d}A < 0$, în afara capacităţii maxime de încărcare, se asigură şi o rodare rapidă a suprafeţelor active ale dinţilor.

O influenţă similară modificării distanţei dintre axe o are modificarea razelor cilindrilor centrelor de curbură a profilurilor dinţilor $R_{c_{1,2}}$ (fig. 2 — liniile întrerupte), ceea ce era şi de aşteptat. În acest caz, $\mathrm{d}\alpha_f$ se determină din expresia (1):

$$\mathrm{d}\alpha_{f_{R_c}} = -2\,\frac{(\Delta r + R_2 \cdot \sin\alpha_f)\,\mathrm{d}R_{c_1} + R_{c_2} \cdot \sin\alpha_f \cdot \mathrm{d}R_{c_2}}{\Delta r \cdot R_2 \cdot \sin 2\,\alpha_f}. \tag{14}$$

Relaţia aproximativă $\mathrm{d}\alpha_{f_{R_c}} = \mathrm{f}(\mathrm{d}R_c)$, ce derivă din (14), este:

$$\mathrm{d}\alpha_{f_{R_c}} \approx -\frac{\mathrm{d}R_{c_1} + \mathrm{d}R_{c_2}}{\Delta r \cos\alpha_f}. \tag{15}$$

Abaterile $\mathrm{d}r_1$ şi $\mathrm{d}r_2$ de la razele de curbură nominale ale dinţilor r_1 şi r_2 (copiate de la sculele de danturat) duc la modificarea unghiului de presiune cu cantitatea [1] (fig. 2 — liniile subţiri continue):

$$\mathrm{d}\alpha_{f_r} = \frac{(i+1)\,\Delta r + i \cdot A \cdot \sin\alpha_f}{i \cdot A \cdot \Delta r \cdot \cos\alpha_f}\,(\mathrm{d}r_1 - \mathrm{d}r_2), \tag{16}$$

adică:

$$\mathrm{d}\alpha_{f_r} \approx \frac{\operatorname{tg}\alpha_f}{\Delta r}\,(\mathrm{d}r_1 - \mathrm{d}r_2). \tag{17}$$

Cu privire la influenţa mărimii $\Delta r = r_2 - r_1$ asupra capacităţii de încărcare a transmisiei se capătă o idee clară considerînd figura 2 în care se prezintă graficele modificării unghiului de presiune frontal la abaterile parametrilor geometrici de bază de la valorile nominale pentru $\Delta r = 0{,}4$; 0,2 şi 1 mm (dreptele *II*, *III* şi *I*) pentru acelaşi angrenaj. Se observă că valorile mai mari pentru Δr reduc sensibilitatea angrenajului la abaterea celorlalţi parametri geometrici de la valorile nominale, crescînd însă perioada necesară pentru rodajul ce trebuie să asigure contactul de întreaga înălţime teoretic activă.

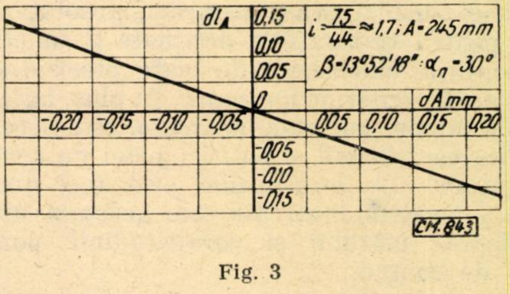


Fig. 3

În figura 2 s-au reprezentat: dreapta a_1 pentru $\mathrm{d}R_{c_2} = 0$; $\mathrm{d}R_{c_1} > 0$ şi $\mathrm{d}R_{c_1} = 0$; $\mathrm{d}R_{c_2} > 0$; dreapta a_2 pentru $\mathrm{d}R_{c_1} = 0$; $\mathrm{d}R_{c_2} < 0$ şi $\mathrm{d}R_{c_2} = 0$; $\mathrm{d}R_{c_1} < 0$; b_1 pentru $\mathrm{d}R_{c_1} = \mathrm{d}R_{c_2} > 0$; b_2 pentru $\mathrm{d}R_{c_1} = \mathrm{d}R_{c_2} < 0$ şi c pentru $\mathrm{d}R_{c_1} \approx -\mathrm{d}R_{c_2}$.

Din analiza de mai sus reiese că angrenajul Novikov este excepţional de sensibil la abaterile parametrilor geometrici de bază (erori de execuţie, erori de montaj etc.). Trebuie însă să se aibă în vedere că aceasta se referă la cazul contactului punctiform al suprafeţelor active ale dinţilor, situaţie ce practic nu are loc decît la începutul funcţionării angrenajelor Novikov nerodate, apărînd ca foarte indicată rodarea angrenajului sub o sarcină crescîndă pînă la contactul liniar pe înălţime. Proprietăţile bune ale noilor profiluri în ce priveşte autoprofilarea (pe măsura funcţionării, dinamica roţilor se îmbunătăţeşte) justifică concluzia ce a rezultat din experienţele industriale efectuate cu angrenaje Novikov: noile transmisii cu roţi dinţate sînt puţin sensibile la erorile de prelucrare şi montaj, adică la abaterile de la valorile nominale ale parametrilor geometrici de bază, abstracţie făcînd de sensibilitatea deosebită pe care o prezintă la modificarea distanţei dintre axe. Transmisiile cu roţi cu angrenare Novikov de la turboambreiajele TA 500 C, de 350 CP, realizate de Uzinele „Hidromecanica" — Braşov, dau rezultate foarte bune, deşi gradul preciziei de execuţie a roţilor a fost scăzut; sculele nu au fost rectificate, deşi viteza periferică a roţilor (20 m/s) ar fi determinat această necesitate. Cu un nivel de execuţie scăzut, roţile dinţate cu noul tip de angrenare lucrează la viteze periferice ce ating 90 m/s şi transmit puteri pînă la 15 000 CP.

Pentru ca transmisiile cu noua angrenare să corespundă cerinţelor este necesar controlul principalelor mărimi.

Ca şi în cazul angrenajelor în evolventă, controlul roţilor dinţate cu angrenare Novikov prezintă două aspecte: control final şi control tehnologic. Este indicat ca operaţia de control final să se execute în angrenare pe un singur flanc, suprapunîndu-se baza de control şi cea funcţională. Se obţin astfel indicaţii asupra preciziei cinematice a transmisiei, absolut necesare pentru transmisiile destinate a funcţiona în lanţurile cinematice de mare precizie şi în cele rapide, puternic încărcate. În plus, la transmisiile rapide, puternic încărcate, este necesară verificarea mărimii şi poziţiei petei de contact a dinţilor. La transmisiile prin roţi dinţate lente şi puternic încărcate este necesară numai verificarea mărimii şi corectitudinii poziţiei petei de contact.

Prin controlul tehnologic se evidenţiază abaterile de la dimensiunile nominale, rezultate în decursul procesului tehnologic. Metodele folosite în controlul tehnologic al roţilor dinţate cu angrenare Novikov nu diferă de cele cunoscute şi frecvent utilizate pentru roţile dinţate în evolventă. Ceea ce diferă însă sînt relaţiile pentru calculul dimensiunilor de control. Pentru prima dată relaţiile de calcul pentru dimensiunile de control au fost date de N. N. Krasnoşcekov [3]. Trebuie menţionat însă că formulele de calcul sînt valabile pentru roţile dinţate la care profilul frontal al dinţilor este circular (varianta iniţială abandonată din motive tehnologice). În lucrarea [5] se indică relaţiile pentru calculul următoarelor cote de control al roţilor dinţate cu angrenare Novikov, dinţii roţilor avînd profil normal circular: cota peste bile (la roţile dinţate cu dinţi cu profil concav), cota peste prisme (la roţile dinţate cu dinţi cu profil convex) şi grosimea dinţilor pe cilindrul de contact teoretic al suprafeţelor active ale dinţilor.

În continuare se examinează problemele ridicate de cea mai practică şi eficientă măsurare a danturilor: lungimea (cotei) peste n dinţi.

Lungimea (cotei) peste n dinţi reprezintă distanţa dintre suprafeţele active antiomologe ale dinţilor extremi din intervalul considerat de n dinţi, adică distanţa minimă dintre următoarele două puncte: unul pe suprafaţa activă a flancului unui dinte, celălalt pe suprafaţa activă a flancului antiomolog al dintelui n. Ştiind din modul de generare a dinţilor, enunţat în introducere, că cele două puncte se găsesc fiecare la distanţa r de elicele centrelor E_{c_1} şi, respectiv, E_{c_n}, distanţa minimă dintre ele (lungimea peste n dinţi Ln) se calculează cu relaţia:

$$Ln = d_{E_{c_1} E_{c_n}} \pm 2r, \qquad (18)$$

în care:

$d_{E_{c_1} E_{c_n}}$ este distanţa minimă dintre elicele centrelor de curbură a profilurilor dinţilor E_{c_1} şi E_{c_n};

r — raza de curbură a profilului normal al dinţilor.

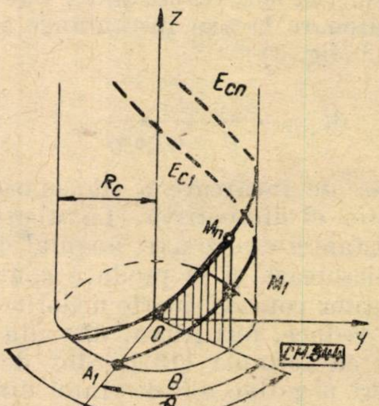


Fig. 4

În relaţia (18), ca şi în toate relaţiile ce urmează, semnul de sus se referă la roţile dinţate cu dinţi cu profil convex, iar semnul de jos, la roţile dinţate cu profil concav.

Elicele centrelor de curbură a profilurilor dinților au următoarele ecuații parametrice, în reperul considerat în figura 4:

$$E_{c_1}\begin{cases} x = R_c\cdot\cos\theta \\ y = R_c\cdot\sin\theta\,, \\ z = p_c\cdot\theta \end{cases} \quad E_{c_n}\begin{cases} x=R_c\cdot\cos\theta \\ y=R_c\cdot\sin\theta, \\ z=p_c\cdot\psi \end{cases} \quad (19;20)$$

în care:

$$p_c = R_c\cdot\mathrm{ctg}\ \beta_c \text{ şi} \qquad (21)$$

$$\psi = \theta + \frac{2\pi}{z}(n-1) \mp \frac{c}{R_c\cdot\cos\beta_c}, \qquad (22)$$

c fiind distanța dintre centrele de curbură a profilurilor aceluiaşi plin (la dinții convecşi) sau aceluiaşi gol (la dinții concavi).

Distanța dintre elicele E_{c_1} şi E_{c_n}, $d_{E_{c_1}E_{c_n}}$, se calculează ca minim al distanței dintre cuplul de puncte A_1 $(R_c;\ 0;\ 0)$ şi M_n $(x;\ y;\ z)$, primul fix pe E_{c_1}, iar celălalt de poziție curentă, pe E_{c_n};

$$d_{E_{c_1}E_{c_n}} = \min\sqrt{(R_c\cdot\cos\theta - R_c)^2 + (R_c\cdot\sin\theta)^2 + + (p_c\cdot\psi)^2}, \qquad (23)$$

care se poate scrie, avînd în vedere şi relațiile (21) şi (22), sub forma:

$$d_{E_{c_1}E_{c_n}} = \min\left\{R_c\sqrt{2(1-\cos\theta) + \left[\theta + \frac{2\pi}{z}(n-1) \mp \frac{c}{R_c\cdot\cos\beta_c}\right]^2\cdot\mathrm{ctg}^2\,\beta_c}\right\}. \qquad (24)$$

Distanța $d_{E_{c_1}E_{c_n}}$ este minimă pentru:

$$\frac{d}{d\theta}(d_{E_{c_1}E_{c_n}}) = 0, \qquad (25)$$

adică pentru θ determinat din ecuația:

$$\sin\theta + \left[\theta + \frac{2\pi}{z}(n-1) \mp \frac{c}{R_c\cdot\cos\beta_c}\right]\cdot\mathrm{ctg}^2\,\beta_c = 0. \qquad (26)$$

Deci $d_{E_{c_1}E_{c_n}}$ se determină din relația (24), în care θ este soluția ecuației (26), care, fiind o ecuație transcendentă, se rezolvă prin metoda aproximațiilor succesive. În reperul θ, y (fig. 5), abscisa punctului de intersecție a sinusoidei:

$$y = \sin\theta \qquad (27)$$

cu dreapta:

$$y = -\left[\theta\cdot\mathrm{ctg}^2\beta_c + \frac{2\pi}{z}(n-1) \mp \frac{c}{R_c\cdot\cos\beta_c}\right] \qquad (28)$$

este θ — soluția ecuației (26).

Panta dreptei definite de ecuația (28) este foarte mare (şi negativă), astfel încît se încearcă cu valori θ_1 şi θ_2 mai mari, dar apropiate de abscisa la origine a dreptei (28):

$$\theta = -\frac{\frac{2\pi}{z}(n-1) \mp \frac{c}{R_c\cdot\cos\beta_c}}{\mathrm{ctg}^2\,\beta_c}. \qquad (29)$$

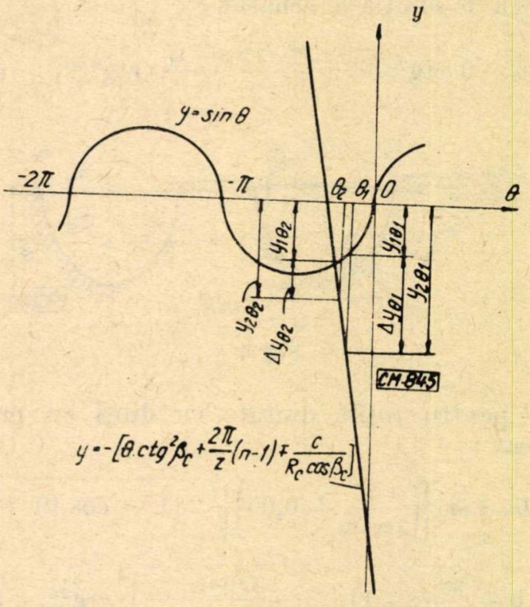


Fig. 5

Corecția $\Delta\theta$ fiind calculată cu relația:

$$\Delta\theta = \frac{\Delta_{y_{\theta_2}}}{\Delta_{y_{\theta_1}} - \Delta_{y_{\theta_2}}}\cdot(\theta_2 - \theta_1), \qquad (30)$$

se adaugă unghiului ales θ_2 şi cu valoarea $\theta_3 = \theta_2 + \Delta\theta$ şi θ_2 se calculează o nouă corecție pînă cînd $\Delta_y \approx 0$.

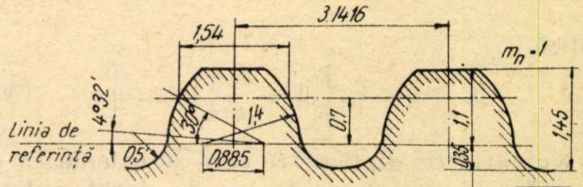


Fig. 6

Lungimea (cotei) peste n dinți Ln se calculează ținînd seamă şi de relația (18).

Pentru roțile dințate cu elementele geometrice definite de cremalierele de referință propuse de autor [5] (fig. 6 şi 7), relaţiile de calcul ale lungimii (cotei) peste n dinţi sînt:

— pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil convex:

$$Ln = m_n \left\{ \frac{z}{2\cos\beta} \sqrt{2(1-\cos\theta) + \left[\theta + \frac{2\pi(n-1)-1{,}77}{z}\right]^2 \cdot \mathrm{ctg}^2\beta} + 2{,}8 \right\}; \quad (31)$$

pentru θ soluţie a ecuaţiei:

$$\sin\theta + \theta\ \mathrm{ctg}^2\beta = \frac{1{,}77 - 2\pi(n-1)}{z} \cdot \mathrm{ctg}^2\beta; \qquad (32)$$

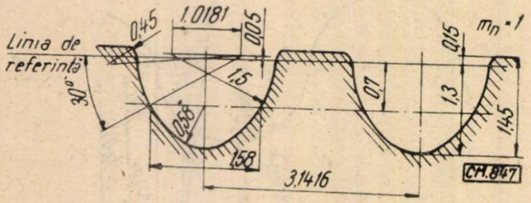


Fig. 7

— pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil concav:

$$Ln = m_n \left\{ \left(\frac{z}{2\cos\beta_c} + 0{,}05\right) \sqrt{2(1-\cos\theta) + \left[\theta + \frac{2\pi}{z}(n-1) + \frac{1{,}0181}{\frac{z}{2} + 0{,}05\cos\beta_c}\right]^2 \cdot \mathrm{ctg}^2\beta_c} - 3 \right\}, \qquad (33)$$

θ fiind soluţia ecuaţiei:

$$\sin\theta + \theta \cdot \mathrm{ctg}^2\beta_c = - \left[\frac{2\pi}{z}(n-1) + \frac{1{,}0181}{\frac{z}{2} + 0{,}05\cos\beta_c}\right] \cdot \mathrm{ctg}^2\beta_c, \qquad (34)$$

iar unghiul de înclinare a elicei centrelor β_c:

$$\beta_c = \mathrm{arc\ tg}\left(\frac{R_c}{R} \cdot \mathrm{tg}\,\beta\right), \qquad (35)$$

adică

$$\beta_c = \mathrm{arc\ tg}\left[\left(1 + \frac{\cos\beta}{10\,z}\right) \cdot \mathrm{tg}\,\beta\right], \qquad (36)$$

Numărul de dinţi peste care se calculează şi se măsoară Ln se poate lua în jurul valorii calculate cu relaţia:

$$n = \frac{z}{9} + 0{,}5, \qquad (37)$$

adică la fel ca la roţile dinţate cu profil în evolventă, realizîndu-se tangenţa dintre feţele de măsurare şi flancurile dinţilor în apropierea elicelor punctelor teoretice de contact E_k.

Măsurarea lungimii (cotei) peste n dinţi este posibilă cînd lăţimea roţii B este:

$$B > Ln.\sin\beta. \qquad (38)$$

Pentru măsurarea lungimii (cotei) peste n dinţi se folosesc micrometre sau calibre potcoavă prevăzute cu comparator pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil convex (fig. 8) şi calibre potcoavă cu comparator şi vîrfuri sferice (bile) pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil concav (fig. 9).

Măsurarea lungimii (cotei) peste n dinţi nu este legată de o anumită bază de măsurare, ceea ce constituie un mare avantaj al acestei metode de măsurare. Lungimea (cotei) peste n dinţi nu este influenţată decît de erorile danturii, problemă considerată în continuare.

Ca şi la analiza gradului de sensibilitate a angrenajelor Novikov la abaterile parametrilor geometrici de bază de la valorile nominale — evaluarea modificării lungimii (cotei) peste n dinţi la abaterile fiecăruia dintre parametrii geometrici de bază ai roţilor (R_c; r; β) — ceilalţi sînt socotiţi executaţi cu o precizie ideală.

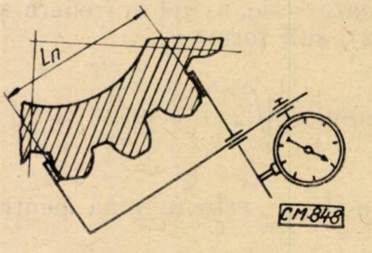


Fig. 8

Abaterea razei cilindrului centrelor de curbură a profilurilor active ale dinţilor — R_c produce modificarea lungimii Ln cu $\mathrm{d}Ln_{R_c}$, mărime calculabilă cu relaţia:

$$\mathrm{d}Ln_{R_c} \approx \sqrt{2(1-\cos\theta) + \left[\theta + \frac{2\pi}{z}(n-1) \mp \frac{c}{R_c \cdot \cos\beta_c}\right]^2 \cdot \mathrm{ctg}^2\beta_c} \cdot \mathrm{d}R_c = (Ln \mp 2r)\frac{\mathrm{d}R_c}{R_c}, \qquad (39)$$

care, pentru roţile dinţate cu angrenaje Novikov cu elementele geometrice definite de cremalierele propuse, capătă forma:

— pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil convex:

$$\mathrm{d}Ln_{R_c} \approx (Ln - 2{,}8\ m_n)\frac{\mathrm{d}R_c}{R}; \qquad (40)$$

— pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil concav:

$$\mathrm{d}Ln_{R_c} \approx \frac{Ln + 3m_n}{R + 0{,}05\,m_n} \cdot \mathrm{d}R_c. \qquad (41)$$

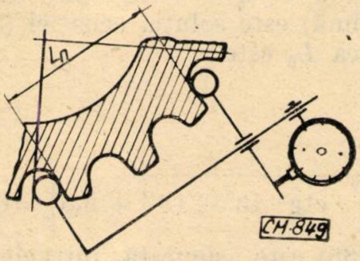


Fig. 9

La abaterea razelor de curbură a profilurilor normale ale dinţilor (cauzată de abateri ale aceloraşi parametri la sculele prelucrătoare ale danturilor) apar modificări ale lungimii (cotei) peste n dinţi:

$$\mathrm{d}Ln_r = \pm 2\ \mathrm{d}r, \qquad (42)$$

iar pentru cazul cînd unghiul β_c de înclinare a liniilor elicoidale ale centrelor de curbură a profilurilor dinţilor E_c se abate de la valoarea nominală, lungimea Ln suferă modificarea $\mathrm{d}Ln\beta_c$ ce poate fi evaluată cu relaţiile:

$$\mathrm{d}Ln_{\beta_c} = -\frac{R_c \cdot \dfrac{\cos\beta_c}{\sin^3\beta_c}\,\mathrm{d}\beta_c}{\sqrt{2(1-\cos\theta)+\left[\theta+\dfrac{2\pi}{z}(n-1)\mp\dfrac{c}{R_c\cdot\cos\beta_c}\right]^2 \mathrm{ctg}^2\,\beta_c}} =$$

$$= -\frac{R_c^2}{2(Ln\mp 2r)}\cdot\frac{\sin 2\beta_c}{\sin^4\beta_c}\cdot \mathrm{d}\beta_c\cdot \qquad (43)$$

La roţile dinţate cu elementele geometrice definite de cremalierele propuse, relaţia (43) devine:

— pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil convex:

$$\mathrm{d}Ln_{\beta_c} = -\frac{R^2}{2(Ln-2{,}8\,m_n)}\cdot\frac{\sin 2\beta}{\sin^4\beta}\cdot \mathrm{d}\beta; \qquad (44)$$

— pentru roţile dinţate cu dinţi cu profil concav:

$$\mathrm{d}Ln_{\beta_c} = -\frac{(R+0{,}05\,m_n)^2}{2(Ln+3m_n)}\cdot\frac{\sin 2\beta_c}{\sin^4\beta_c}\cdot \mathrm{d}\beta, \qquad (45)$$

în care R reprezintă razele cercurilor de divizare a roţilor, iar β_c se calculează cu relaţiile (35) sau (36), ori se consideră $\beta \approx \beta_c$ şi $\mathrm{d}\beta_c \approx \mathrm{d}\beta$.

Abaterile lungimii (cotei) peste n dinţi, constatate la controlul piesei înainte de a se scoate de pe maşina-unealtă, pot fi compensate prin modificarea adîncimii de pătrundere a sculei ($\mathrm{d}S = \mathrm{d}R_c$). Calculul corecţiei de $\mathrm{d}S$ se face cu relaţiile:

$$\mathrm{d}S = R_c\frac{\mathrm{d}Ln}{Ln\mp 2r}, \qquad (46)$$

respectiv

$$\mathrm{d}S = R\frac{\mathrm{d}Ln}{Ln-2{,}8\,m_n} \qquad (47)$$

şi

$$\mathrm{d}S = (R+0{,}05\,m_n)\frac{\mathrm{d}Ln}{Ln+3\,m_n}\cdot \qquad (48)$$

Aplicaţii

I. Să se determine lungimea (cotei) peste n dinţi la roţile dinţate cu angrenare Novikov de la treapta de intrare a turboambreiajului TA 500 C. Se cunosc: $z_1 = 75$; $z_2 = 44$; $m_n = 4$ mm; $A = 245$ mm; $B = 85$ mm; $\beta = 13°\,52'\,18''$*.

a. Pentru roata dinţată cu dinţi cu profil convex ($z = 44$). Numărul n de dinţi peste care se măsoară lungimea Ln, calculat pe baza relaţiei (37), este $n = 6$.

Lungimea $Ln = L_6$ se determină cu relaţia (31), θ fiind soluţia ecuaţiei (32), care în cadrul exemplului devine:

$$\sin\theta + \theta\,\mathrm{ctg}^2 13°52'18'' =$$

$$= \frac{1{,}77-2.3{,}1416.(6-1)}{44}\,\mathrm{ctg}^2 13°52'18'', \qquad (49)$$

adică:

$$\sin\theta + 16{,}39756.\theta = -11{,}045687 \qquad (50)$$

sau:

$$\begin{cases} y = \sin\theta & (51a)\\ y = -11{,}045687-16{,}39756.\theta. & (51b)\end{cases}$$

Abscisa la origine a dreptei (51b) este:

$$\theta = -\frac{11{,}045687}{16{,}39756} = -0{,}673636 \text{ rad.} \qquad (52)$$

Soluţia ecuaţiei (50) verifică inegalitatea:

$$\theta > -0{,}673636 \text{ rad.} \qquad (53)$$

Se rezolvă ecuaţia (50) prin metoda aproximaţiilor succesive.

Fie:

$$\theta_1 = -0{,}63 \text{ rad.}, \qquad (54)$$

---

*) Deoarece angrenajul Novikov are capacitatea maximă de încărcare pentru abaterea negativă a distanţei dintre axe ($\mathrm{d}A = -(0{,}1-0{,}15)$ mm, pentru $m = 3-5$ mm), calculul unghiului β de înclinare a dinţilor se face considerînd distanţa dintre axe $A' = 245{,}15$ mm. Se precizează că A' este doar o dimensiune de calcul. Pe desenul de execuţie a carcasei transmisiei rămîne $A = 245$ mm.

Unghiul de înclinare a dinţilor (pe cilindrii de divizare) va fi:

$$\cos\beta = \frac{(z_1+z_2)\,m_n}{2A'} = \frac{(75+44).\,4}{2.245{,}15} = 0{,}970834,$$

adică:

$$\beta = 13°52'18''.$$

adică:

$$\theta_1 = -36^\circ\ 11'\ 47''. \qquad (55)$$

Substituind θ_1 în (51a) şi (51b) se obţine:

$$\begin{cases} y_{1\theta_1} = -0{,}589144 \\ y_{2\theta_1} = -11{,}045687 - 16{,}39756(-0{,}63) = -0{,}715224, \end{cases} \qquad (56)$$

la care corespunde:

$$\Delta y_{\theta_1} = y_{2\theta_1} - y_{1\theta_1} = -0{,}136080. \qquad (57)$$

Deoarece $\Delta y_{1\theta_1} < 0$, înseamnă că $\theta < \theta_1$. Se încearcă cu:

$$\theta_2 = -0{,}635 \text{ rad.}, \qquad (58)$$

adică:

$$\theta_2 = -36^\circ\ 22'\ 58''. \qquad (59)$$

Rezultă:

$$\begin{cases} y_{1\theta_2} = -0{,}593175 \\ y_{2\theta_2} = -0{,}633237 \end{cases}, \qquad (60)$$

pentru care:

$$\Delta y_{\theta_2} = -0{,}040062. \qquad (61)$$

Corecţia $\Delta'\theta$ se determină pe baza relaţiei (30):

$$\Delta'\theta = \frac{-0{,}040062}{-0{,}136080-(-0{,}040062)}[-0{,}635-(-0{,}63)] \approx$$

$$\approx -0{,}0021 \text{ rad.} \qquad (62)$$

Se repetă calculul cu:

$$\theta_3 = \theta_2 + \Delta'\theta = -0{,}635 + (-0{,}0021) =$$

$$= -0{,}6371 \text{ rad.}, \qquad (63)$$

$$\theta_3 = -36^\circ\ 30'\ 11'', \qquad (64)$$

pentru care rezultă:

$$\begin{cases} y_{1\theta_3} = -0{,}594866 \\ y_{2\theta_3} = -0{,}598802 \end{cases} \qquad (65)$$

$$\Delta y_{\theta_3} = -0{,}003936. \qquad (66)$$

Noua corecţie este:

$$\Delta''\theta = \frac{-0{,}003936}{-0{,}040062-(-0{,}003936)} \cdot (-0{,}0021) \approx$$

$$\approx -0{,}0002 \text{ rad.} \qquad (67)$$

Pentru:

$$\theta_4 = \theta_3 + \Delta''\theta = -0{,}6373 \text{ rad.}, \qquad (68)$$

adică:

$$\theta_4 = -36^\circ\ 30'\ 52'', \qquad (69)$$

se găseşte:

$$\Delta y_{\theta_4} = -0{,}0005 \approx 0. \qquad (70)$$

Valoarea $\theta = \theta_4 = -36^\circ\ 30'\ 52''$ (cu o eroare infimă) este soluţia ecuaţiei (50).

Lungimea L_6 este:

$$L_6 = 4 \cdot \left\{ \frac{44}{2.\cos 13^\circ 52' 18''} \cdot \right.$$

$$\left. \cdot \sqrt{2\left[1-\cos(-36^\circ 30' 52'')\right] + \left[-0{,}6373 + \frac{2.3{,}1416.(6-1)-1{,}77}{44}\right]^2 \cdot \mathrm{ctg}^2\, 13^\circ 52' 18''} + 2{,}8 \right\} = 69{,}54 \text{ mm.}$$

Condiţia (38) este asigurată, întrucît:

$$85 > 69{,}54 \cdot \sin 13^\circ 52' 18''. \qquad (72)$$

b. Pentru roata dinţată cu dinţi cu profil concav ($z = 75$). Pe baza relaţiei (37) se stabileşte $n = 9$, iar din formula (36) rezultă:

$$\beta_c = \mathrm{arc\,tg}\left[\left(1 + \frac{\cos 13^\circ 52' 18''}{10.75}\right) \cdot \mathrm{tg}\ 13^\circ 52' 18''\right] =$$

$$= 13^\circ 53' 20''. \qquad (73)$$

Ecuaţia (34), pentru acest caz, urmărind aceeaşi metodă ca şi în exemplul precedent, are soluţia:

$$\theta = -0{,}6951 \text{ rad.} = -39^\circ 49' 35''. \qquad (74)$$

Pe baza relaţiei (33) rezultă:

$$L_9 = 90{,}95 \text{ mm.} \qquad (75)$$

II. Să se determine corecţiile dS ale adîncimii de pătrundere a sculei, pentru compensarea abaterilor dL_6, respectiv dL_9 (L_6 şi L_9 — din exemplul I).

a. La roata cu dinţi convecşi $z = 44$, pe baza relaţiei (47) se stabileşte:

$$\mathrm{d}S = \frac{4.44}{2.\cos 13^\circ 52' 18''} \cdot \frac{\mathrm{d}L_6}{69{,}54 - 2{,}8.4}, \qquad (76)$$

$$\mathrm{d}S \approx 1{,}55\ \mathrm{d}L_6. \qquad (77)$$

b. La roata cu dinţi concavi $z = 75$, din expresia (48) rezultă:

$$\mathrm{d}S = \left(\frac{4.75}{2.\cos 13^\circ 52' 18''} + 0{,}05.4\right) \cdot \frac{\mathrm{d}L_9}{90{,}95 + 3.4}, \qquad (78)$$

$$\mathrm{d}S \approx 1{,}5\ \mathrm{d}L_9. \qquad (79)$$

Se conchide, pe baza relaţiilor (77) şi (79), că abaterea la adîncimea de pătrundere a sculei de danturat este cu circa 50% mai mare decît abaterea lungimii (cotei) peste n dinţi (pentru cazurile considerate).

[1] *Krasnoşcekov, N. N.* Teoreticeskie osnovî oţenki tocinosti ţilindriceskih zubciatîh peredaci s zaţepleniem M. L. Novikova. Vtoraia naucino — tehniceskaia konferenţia aspirantov i mladşih naucinîh sotrudnikov, trudî, tom *1*. Moscova, 1959, p. 65—74. [2] *Krasnoşcekov, N. N.* Stepeni ciuvstvitelnosti zaţeplenia Novikova s otkloneniam osnovnîh geometriceskih parametrov. In: Izvestia vîsşih ucebnîh zavedenii. Maşinostroenie, nr. 3—4, 1958. [3] *Krasnoşcekov, N. N.* Kontrol ţilindriceskîh zubciatîh koles s zaţepleniem M. L. Novikova. In: Vestnik maşinostroenia, nr. 10, 1958. [4] *Grişel, N. I.* Vlianie otklonenii mejţentrovogo rasstoiania na nagruzocinuiu sposobnost zubciatîh peredaci s zaţepleniem Novikova. In: Vestnik maşinostroenia, nr. 5, 1959. [5] *Miloiu, Gh.* Proiectarea şi construcţia angrenajelor tip M. L. Novikov. Bucureşti, I.D.T., 1963.

CZ 621.664

Consideraţii cu privire la calculul pulsaţiei debitului pompelor cu roţi dinţate*

AUREL OPREAN, NICOLAE STAN şi CONSTANTIN MINCIU

Pentru determinarea pulsaţiei debitului la pompele cu roţi dinţate s-a luat cazul general al rotoarelor cu dantură înclinată corijată, considerînd pompele cu dantură dreaptă corijată şi necorijată drept cazuri particulare. În calcul intervine unghiul de înclinare a danturii β; creşterea acestui unghi, peste o anumită valoare, duce la comunicarea parţială între cele două camere ale pompei, adică la nerespectarea condiţiei principale de etanşare a pompelor şi de izolare a celor două camere.

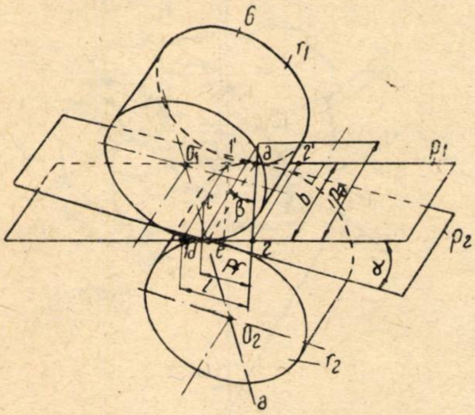


Fig. 1

În figura 1 sînt reprezentate rotoarele r_1 şi r_2 ale pompei: planul p_1 conţine liniile de angrenare a danturii şi planul p_2 este perpendicular pe planul meridian O_1O_2. Segmentele $\overline{1\,2}$ şi $\overline{1'\,2'}$ reprezintă liniile de angrenare active în planul frontal din faţă, respectiv, din spatele angrenajului. Dreptunghiul $1\,2\,2'\,1'\,1$ reprezintă locul geometric al punctelor de contact al dinţilor angrenajului, iar segmentele $\overline{2\,a}$ şi $\overline{d\,c}$, liniile de contact al dinţilor, care, după cum este cunoscut, trebuie să asigure etanşarea dintre camera de aspiraţie şi cea de refulare a pompei. Dacă cel puţin o linie de contact nu acoperă o întreagă lăţime de dinte, indiferent de poziţia unghiulară a roţii (adică, dacă în dreptunghiul $1\,1'\,2'\,2\,1$ nu se află în permanenţă cel puţin o linie de contact ale cărei puncte extreme să se afle pe laturile opuse $1\,2$ şi $1'\,2'$ ale dreptunghiului), are loc comunicarea între cele două camere.

Gradul de comunicare între cele două camere depinde de mărimea unghiului β (la $\beta = 0$ izolarea este absolută din punct de vedere teoretic, liniile de contact fiind paralele cu axele rotoarelor, iar la $\beta = 90°$ comunicarea între camere va fi directă, liniile de contact fiind perpendiculare pe axele rotoarelor).

Avînd în vedere aceste cazuri extreme va trebui determinată valoarea optimă a unghiului β, care să satisfacă două condiţii contradictorii. Prima dintre ele este condiţia de funcţionare cît mai bună a pompei, care cere ca β să fie cît mai mare posibil, şi a doua, condiţia de izolare corespunzătoare celor două camere, care cere ca β să fie cît mai mic posibil.

Pentru a evita comunicarea între cele două camere, linia de contact $\overline{d\,c}$ trebuie să treacă prin punctul $1'$ (linia întreruptă $\overline{1'\,e}$) astfel ca:

$$2\,e \geqslant p_f. \tag{1}$$

Ţinînd seamă de faptul că:

$$\overline{2\,e} = \overline{1\,2} - \overline{1\,e}\,;$$

$$\overline{1\,2} = l = \pi m_f\, \varepsilon' \cos\alpha : \overline{1\,e} = b \operatorname{tg}\beta ; \frac{p_f}{p_a} = \operatorname{tg}\beta,$$

se poate scrie:

$$\pi m_f\, \varepsilon' \cos\alpha - b \operatorname{tg}\beta \geqslant p_f. \tag{2}$$

sau

$$p_f\, \varepsilon' - b \operatorname{tg}\beta \geqslant p_f. \tag{3}$$

Din această relaţie poate fi determinat unghiul de înclinare β_{max} pînă la care nu are loc comunicarea între cele două camere:

$$\operatorname{tg}\beta \leqslant (p_f \varepsilon' - p_f)\frac{1}{b} \tag{4}$$

sau

$$\operatorname{tg}\beta \leqslant \frac{p_f}{b}(\varepsilon' - 1) = \frac{\pi m_f \cos\alpha}{b}(\varepsilon' - 1). \tag{5}$$

Înlocuind valorile lui b şi $\cos\alpha$ cu valorile corespunzătoare, iar ε' cu suma $\varepsilon + \varepsilon_f$, se obţine în final valoarea unghiului β:

pentru danturi corijate:

$$\beta \leqslant \operatorname{arc\,tg}\frac{\pi z \cos\alpha_0}{\lambda\,(z + 2\xi)}(\varepsilon + \varepsilon_f - 1); \tag{6}$$

pentru danturi necorijate:

$$\beta \leqslant \operatorname{arc\,tg}\frac{\pi \cos\alpha_0}{\lambda}(\varepsilon + \varepsilon_f - 1). \tag{7}$$

În aceste relaţii, gradul de acoperire ε_f are valoarea:

$$\varepsilon_f = \frac{b \operatorname{tg}\beta}{p_f} = \frac{b \operatorname{tg}\beta}{p_n}\cos\beta =$$

$$= \frac{\lambda}{\pi}\operatorname{tg}\beta \cos\beta = \frac{\lambda}{\pi}\sin\beta. \tag{8}$$

Calculul pulsaţiei debitului δ se face pornind de la aceeaşi expresie generală care s-a folosit la determinarea debitului teoretic, şi anume:

$$\mathrm{d}q = b(r_e^2 - r_p^2 - x^2)\,\mathrm{d}\varphi. \tag{9}$$

---

* Continuarea articolului apărut în nr. 11/1962 al revistei Metalurgia şi Construcţia de Maşini.

Pentru obţinerea debitului instantaneu se împarte relaţia (9) cu timpul elementar dt, adică :

$$\frac{dq}{dt} = b(r_e^2 - r_p^2 - x^2)\frac{d\varphi}{dt} \qquad (10)$$

sau

$$\frac{dq}{dt} = b\,\omega\,(r_e^2 - r_p^2 - x^2). \qquad (11)$$

Coeficientul de pulsaţie al debitului (sau de iregularitate al debitului) este exprimat prin relaţia :

$$\delta = \frac{q_{max} - q_{min}}{q_{med}}. \qquad (12)$$

Valoarea maximă a debitului q este pentru $x = 0$, iar valoarea minimă, pentru $x = \frac{l}{2}$. Înlocuind aceste valori în expresia (12) se obţine :

$$\delta = \frac{b\,\omega\left(r_e^2 - r_p^2\right) - b\,\omega\left(r_e^2 - r_p^2 - \frac{l^2}{4}\right)}{\frac{b\,\omega\left(r_e^2 - r_p^2\right) + b\,\omega\left(r_e^2 - r_p^2 - \frac{l^2}{4}\right)}{2}}. \qquad (13)$$

Făcînd reducerile respective, expresia (13) are în final forma :

$$\delta = \frac{l^2}{4\left(r_e^2 - r_p^2 - \frac{l^2}{8}\right)}. \qquad (14)$$

Cu această relaţie se determină coeficientul de pulsaţie pentru toate cazurile posibile.

La dantura înclinată corijată, datorită înclinării danturii şi continuităţii angrenării, caracterul variaţiei debitului se deosebeşte de cel al pompelor cu angrenaje cu dantură dreaptă (figura 2 şi 3).

Se constată deci că debitul dat de o pereche de dinţi are valoarea minimă în punctul K_1 (fig. 2), apoi creşte pînă în punctul e de pe linia de angrenare, cînd are valoarea maximă, valoare ce este păstrată constantă, datorită înclinării danturii pînă în punctul f, după care descreşte pînă în punctul K_4, cînd se sfîrşeşte segmentul de angrenare a acestei perechi de dinţi.

În figura 3 este reprezentat într-o formă simplificată modul în care variază debitul în cazul danturii înclinate. Se consideră $q_{d\,max} - q_{d\,min}$ debitul dat de „cupele” danturii înclinate luate izolat (suprafeţele cu baza a, b, c, d), iar $q_{i\,max} - q_{d\,max}$ este debitul suplimentar dat de „cupele” alăturate. Simplificarea constă în reducerea diagramei spaţiale de variaţie a debitului la o diagramă plană, neglijînd „uleiul strivit” şi gradul de acoperire.

Dacă se consideră golul dintelui *1 2 3 4* a cărui variaţie de debit este reprezentată figurat prin suprafaţa cu baza b, presupunînd că refularea începe în punctul *1* şi se termină în punctul *3*, se constată că, după rotirea roţii cu un anumit unghi, începe să debiteze şi golul *3 4 5 6* (suprafaţa cu baza e).

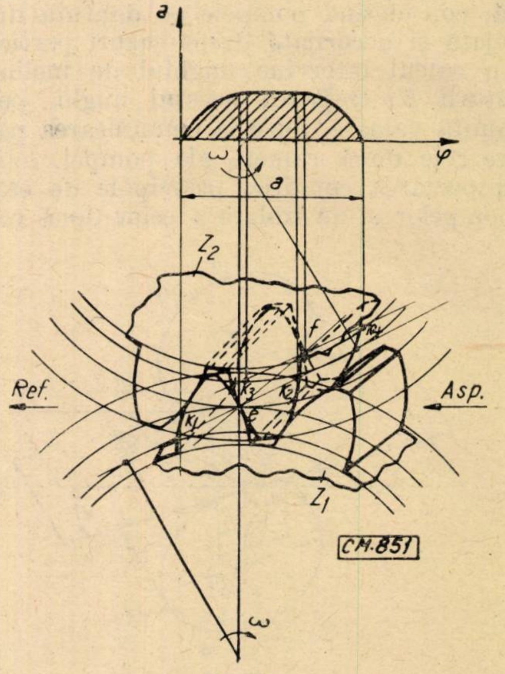


Fig. 2

Refularea acestei „cupe” începe în punctul *4* şi s-ar termina în punctul *3*, dacă nu ar începe să refuleze şi golul *5 6 7 8* în punctul *5*.

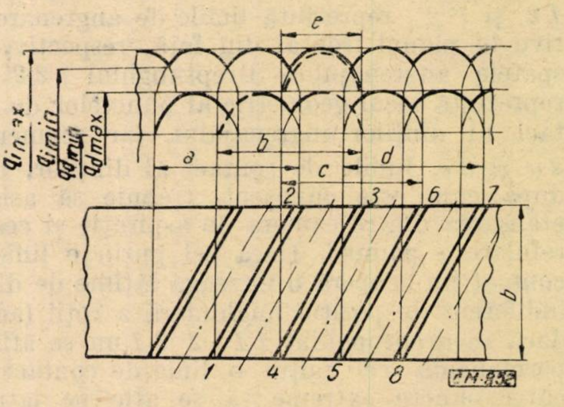


Fig. 3

Raţionamentul se repetă la fel şi pentru celelalte goluri. În final, variaţia debitului are alura din figura 3 din care se constată că are loc o creştere a debitului acestei danturi faţă de dantura dreaptă, lucru confirmat de altfel şi în prima parte a lucrării noastre.

Se constată, de asemenea, că frecvenţa pulsaţiilor debitului este egală cu aceea de la dantura dreaptă.

Pentru calculul pulsațiilor debitului se folosește relația generală de calcul (14) în care se înlocuiește :

$$l = \pi m_f (\varepsilon + \varepsilon_f) \cos \alpha_0 \frac{z}{z + 2\xi}\,; \tag{15}$$

$$\varepsilon_f = \frac{b \operatorname{tg} \beta}{p_f} = \frac{\lambda}{\pi} \sin \beta\,; \tag{16}$$

$$r_e = \frac{D_e}{2} = \frac{D_{pf} + 2a + 2\delta'}{2} = \frac{m_f z + 2m_n + 2m_n \xi}{2},$$

în care :

$$m_f = \frac{m_n}{\cos \beta}\,;$$

dînd factor comun pe m_n, se obține :

$$r_e = \frac{m_n \left(\dfrac{z}{\cos \beta} + 2 + 2\xi \right)}{2}\,; \tag{17}$$

$$r_p = \frac{m_n \left(\dfrac{z}{\cos \beta} + 2\, \xi \right)}{2}. \tag{18}$$

Înlocuind aceste date în relația (14) și făcînd reducerile și simplificările posibile, rezultă relația generală de calcul al pulsației debitului, de forma :

$$\delta = \frac{\pi^2 (\varepsilon + \varepsilon_f)^2 \cos^2 \alpha_0\, z^2}{4\,(z + 2\,\xi)^2 \cos^2\beta \left[\dfrac{z}{\cos\,\beta} + 1 + 2\,\xi - \dfrac{1}{8 \cos^2\beta}\, \pi^2 (\varepsilon + \varepsilon_f)^2 \dfrac{z^2}{(z + 2\,\xi)^2} \cos^2\alpha_0 \right]}. \text{ (19}$$

Dacă se folosesc notațiile :

$$\frac{\pi^2}{\cos^2\beta} \frac{z^2 \cos^2 \alpha_0}{(z + 2\,\xi)^2} = K_{\alpha\xi}\,;$$

$$\frac{z}{\cos \beta} + 1 + 2\,\xi = \varphi_{z\xi\beta}\,, \tag{20}$$

se obține relația generală de calcul simplificată :

$$\delta = \frac{K_{\alpha\xi} (\varepsilon + \varepsilon_f)^2}{4 \left[\varphi_{z\xi\beta} - \dfrac{1}{8} K_{\alpha\xi} (\varepsilon + \varepsilon_f)^2 \right]}. \tag{21}$$

Pentru determinarea pulsației debitului pentru dantura înclinată necorijată se consideră cazul particular al relației generale (19), care se rezolvă ușor prin înlocuirea lui $\xi = 0$. În acest caz se obține :

$$\delta = \frac{\pi^2 (\varepsilon + \varepsilon_f)^2 \cos^2 \alpha_0}{4 \cos^2 \beta \left[\dfrac{z}{\cos \beta} + 1 - \dfrac{1}{8 \cos^2\beta}\, \pi^2 (\varepsilon + \varepsilon_f)^2 \cos^2\alpha_0 \right]} \tag{22}$$

sau

$$\delta = \frac{K_\alpha\, (\varepsilon + \varepsilon_f)^2}{4 \left[\varphi_{z\beta} - \dfrac{1}{8} K_\alpha\, (\varepsilon + \varepsilon_f)^2 \right]}. \tag{23}$$

Pentru determinarea pulsației debitului pentru dantură dreaptă corijată se consideră al doilea caz particular al relației (19), în care se înlocuiește : $\beta = 0$ și $\varepsilon_f = 0$, obținîndu-se :

$$\delta = \frac{\pi^2\, \varepsilon^2 z^2 \cos^2 \alpha_0}{4(z + 2\xi)^2 \left[z + 1 + 2\xi - \dfrac{1}{8}\, \pi^2 z^2\, \varepsilon^2 \cos^2 \alpha_0 \dfrac{z^2}{(z + 2\,\xi)^2} \right]}$$

sau (24)

$$\delta = \frac{K_{\alpha\xi}\, \varepsilon^2}{4 \left(\varphi_{z\xi} - \dfrac{1}{8} K_{\alpha\xi}\, \varepsilon^2 \right)}. \tag{25}$$

Determinarea pulsației debitului pentru dantură dreaptă necorijată se rezolvă înlocuind în relația generală (19) pe $\beta = 0$, $\xi = 0$, $\varepsilon_f = 0$, obținîndu-se :

$$\delta = \frac{\pi^2\, \varepsilon^2 \cos^2 \alpha_0}{4 \left(z + 1 - \dfrac{1}{8}\, \pi^2\, \varepsilon^2 \cos^2\, \alpha_0 \right)} \tag{26}$$

sau

$$\delta = \frac{K_\alpha\, \varepsilon^2}{4 \left(\varphi_z - \dfrac{1}{8} K_\alpha\, \varepsilon^2 \right)}. \tag{27}$$

Calculul pulsației debitului pompei se referă la determinarea coeficientului de pulsație a debitului pompei la funcționarea acesteia în gol. Aceasta se vede din relația (19) unde δ este exprimat numai în funcție de parametrii constructivi ai pompei (z, ε, ξ, α, β). Din aceste expresii rezultă că pentru micșorarea pulsației debitului este necesar a se mări numărul de dinți și unghiul de angrenare și a se micșora gradul de acoperire.

Studiul experimental al pulsației debitului pompelor cu roți dințate. Întrucît nu a fost posibilă măsurarea directă a pulsațiilor pompei în gol și compararea acestora cu valorile calculate analitic, s-a procedat la determinarea acestora indirect, prin intermediul pulsațiilor de presiune în regim dinamic.

Descrierea instalației și a modului de lucru. Schema-bloc a instalației experimentale folosite este reprezentată în figura 4. Instalația este compusă din două părți distincte : circuitul de presiune și instalația de măsurare.

Circuitul de presiune P este compus din motorul electric *1*, pompa cu roți dințate *2*, manometrul *3* și droselul *4*.

Pentru studierea experimentală a pulsațiilor au fost folosite două pompe PR 1 și PR 2 cu dinți drepți și, respectiv, înclinați. Antrenarea lor s-a făcut cu un motor electric asincron de 7 kW și $n = 1\,460$ rot/min. Reglarea presiunii în sistem s-a realizat cu ajutorul unui drosel obişnuit *4* cu fantă circulară, iar măsurarea presiunii medii s-a făcut cu manometrul *3*.

Circuitul de măsurare M este compus din captorul de presiune dinamic *5*, puntea tensometrică *6*, oscilograful catodic *7* şi magnetofonul *8*.

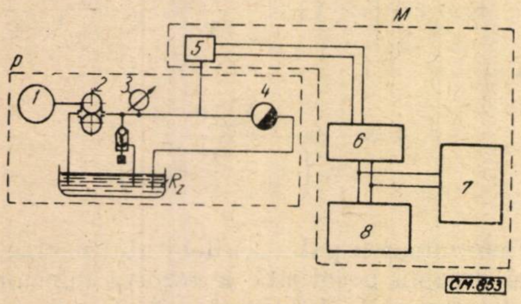


Fig. 4

Captorul de presiune dinamic *5*, reprezentat în figura 5, este de tipul captoarelor rezistive şi se compune din carcasa cilindrică *1* care are în interior o membrană elastică *2* încastrată pe contur. Pe această membrană se află lipite traductoare tensometrice rezistive *5* care sînt legate la bornele de ieşire *3*, montate pe placa izolatoare *4*. Bornele şi placa *4* sînt montate pe capacul de protecţie *6*. Racordul la conducta hidraulică se face cu ajutorul reperului *8*.

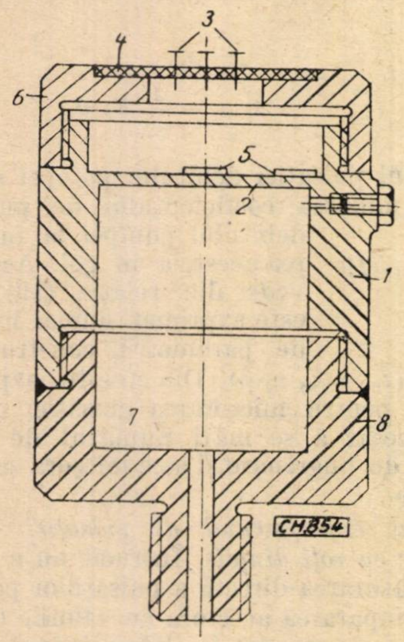


Fig. 5

Mediul hidraulic din camera de presiune *7* acţionează asupra membranei elastice pe care o deformează. Cele două traductoare transmit această deformaţie la o punte tensometrică. Etalonarea aparatului în regim static se face aplicînd diferite presiuni de valoare cunoscută, măsurîndu-se prin aceasta deformaţiile membranei cu puntea tensometrică. În regim dinamic, variaţia de presiune în jurul valorii medii indicate de manometru se înregistrează pe banda magnetică conform schemei *4*.

Puntea tensometrică *6* este de tip TPW cu o sensibilitate pînă la $0{,}25\,^{0}/_{00}$ deformaţie specifică. Ea primeşte semnalul de la traductoarele montate pe membrana elastică, transmiţîndu-l mai departe sub forma unor variaţii de curent la aparatele de înregistrare *7* şi *8*.

Ca aparate de înregistrare s-au folosit un oscilograf catodic *7*, tip „Orion" fabricaţie EMG şi un magnetofon *8*, legate în paralel.

Semnalul transmis de puntea tensometrică a fost aplicat la bornele oscilografului catodic, vizualizîndu-se pe ecranul acestuia pulsaţiile de presiune. Imaginea oscilogramelor putea fi înregistrată fie prin fotografiere, fie prin filmare cu un aparat de filmat de tip „foto recorder" cu care este înzestrat oscilograful. Avînd în vedere că măsurările şi operaţia de selecţionare a oscilogramelor reprezentative durează un timp apreciabil (schimbarea presiunilor, schimbarea pompelor etc.), ducînd la pierdere mare de timp şi consum ridicat de film, s-a folosit metoda înregistrării întregului complex de experienţe pe banda magnetică. Afară de economia de timp şi de film, această metodă a permis punerea într-o ordine precisă a fazelor de lucru şi a parametrilor de funcţionare a instalaţiei, prin marcarea pe bandă, cu ajutorul unui microfon, a tuturor datelor pentru fiecare experienţă.

După terminarea experienţelor, banda a fost redată în circuit filmîndu-se oscilogramele cele mai reprezentative.

Toate măsurările au fost făcute păstrîndu-se constante amplificarea pe oscilograf şi volumul la magnetofon.

Au fost variate, după necesităţi, sensibilitatea punţii şi atenuarea semnalului de intrare în oscilograf, lucru de care s-a ţinut seamă la calculele efectuate.

Încercările s-au efectuat pe cele două tipuri pe pompe PR 1 şi PR 2, pentru presiunile de 10, 20, 30, 40 kgf/cm². În primul rînd s-a procedat la etalonarea montajului în regim dinamic, determinîndu-se valoarea scării oscilogramelor.

Fotografierile oscilogramelor fiind redate de aceeaşi scară, era suficient să se măsoare amplitudinea de pe oscilogramă şi să se înmulţească cu factorul de amplificare corespunzător, calculat pe baza etalonării.

Cum s-a mai arătat, întreaga gamă de experienţe a fost înregistrată pe bandă, iar rezultatele măsurărilor sînt prezentate în tabela 1 şi în graficul din figura 6.

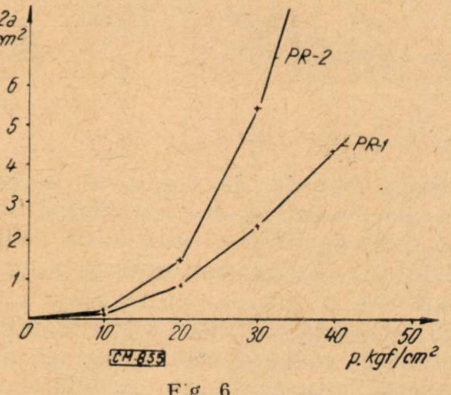
Din interpretarea rezultatelor obţinute prin calcul şi măsurări, prima observaţie care se desprinde este confirmarea fenomenului pulsatoriu al pompelor cu roţi dinţate.

La majoritatea oscilogramelor se observă periodicitatea unei erori sistematice, care poate fi trecută pe seama unei erori de execuţie a

Tabela 1

Nr. încercării	Tipul danturii	Presiunea medie, kgf/cm²	Sensibilitatea punţii tensometrice, $\varepsilon^0/_{00}$	Atenuarea semnalului de intrare în oscilograf	Dublul amplitudinii măsurate pe oscilogramă, mm	Factorul de amplificare	Dublul amplitudinii pulsaţiei de presiune	Observaţii
1	dinţi drepţi	10	0,25	0,03	4,2	0,035	0,147	
2	dinţi drepţi	20	0,25	0,03	25	0,035	0,875	
3	dinţi drepţi	30	0,25	0,1	21	0,115	2,420	
4	dinţi drepţi	40	0,25	0,1	42	0,115	4,840	
5	dinţi înclinaţi	10	0,25	0,03	5,2	0,035	0,182	
6	dinţi înclinaţi	20	0,25	0,1	13	0,115	1,500	
7	dinţi înclinaţi	30	0,25	0,1	47	0,115	5,400	
8	dinţi înclinaţi	40	0,50	0,3	23	0,690	15 900	S-au observat pronunţate fenomene de rezonanţă

danturii pompei, repetîndu-se la fiecare rotaţie, adică la fiecare a 8-a buclă (rotorul are 8 dinţi).



F g. 6

Important este confirmarea calculelor analitice. Din tabela 1 şi] din graficul din figura 6 se constată că amplitudinea oscilaţiilor pompelor cu dinţi înclinaţi este mai mare decît la pompele cu dinţi drepţi, valoarea acesteia crescînd sensibil la presiuni mari.

Trebuie să se aibă în vedere însă faptul că rezultatele experimentale au fost influenţate întrucîtva şi de unele cauze externe (vibraţia întregului sistem, vibraţia motorului electric etc.). Indiferent de aceste cauze, se poate trage concluzia că pompele cu roţi dinţate cu dinţi înclinaţi funcţionează mai defectuos la presiuni mari. Aceasta se explică prin creşterea sensibilă a gradului de acoperire la aceste pompe, lucru care se observă şi în relaţiile analitice de calcul ale coeficientului de pulsaţie δ.

În consecinţă, folosirea pompelor cu roţi dinţate cu dinţi înclinaţi, chiar pentru presiuni medii de 15 — 25 kgf/cm², nu este indicată. La aceste pompe, în condiţiile arătate, nu numai că nu se pot pune în evidenţă calităţile angrenajelor cu dinţi înclinaţi faţă de cele cu dinţi drepţi, ci dimpotrivă, ele funcţionează mai defectuos avînd oscilaţii mai mari de presiune.

Bineînţeles, trebuie făcută rezerva că această concluzie este valabilă, în general, pentru danturi cu înclinaţii mici. Pentru înclinaţii mari ale danturii este posibil să se obţină o mai mare uniformitate a debitului, însă în acest caz nu se mai poate conta pe un debit precis din cauza comunicării celor două camere.

O altă concluzie importantă ce rezultă din experienţele efectuate se referă la creşterea sensibilă a pulsaţiei pompelor, o dată cu creşterea presiunii din sistem. Se constată că, dacă la 10 kgf/cm², variaţia de presiune în jurul acestei valori medii este de numai 1,5% la pompele cu dinţi drepţ işi 1,8% la cele cu dinţi înclinaţi, aceasta creşte la 8% şi, respectiv, 18% la o presiune de 30 kgf/cm². Se observă deci o creştere progresivă a pulsaţiei pompei cu creşterea presiunii, în special, în domeniul presiunilor mari. Acest fenomen a fost pus în evidenţă tocmai de studiul experimental efectuat şi nu rezultă din calculul analitic.

Amplificarea oscilaţiilor în sistemul hidraulic, o dată cu creşterea presiunilor, are o influenţă negativă asupra funcţionării sistemului şi asupra rugozităţii suprafeţelor prelucrate. De aceea, punerea în evidenţă a acestor oscilaţii, este deosebit de importantă pentru proiectanţi şi tehnologi.

---

[1] *Başta, T. M.* Somoletnîe ghidravliceschie privodî. Moscova, Maşghiz, 1962. [2] *Leonov, A. E.* Nososî ghidravliceschih sistem stancov i maşin. Moscova, Maşghiz, 1960. [3] *Oprean A.* Consideraţii cu privire la calculul debitului teoretic al pompelor cu roţi dinţate. În : Metalurgia şi Construcţia de maşini, nr. 11, 1962. [4] *Ribkin, E. A.* şi *Usov, A. A.* Sesterennîe nososî dlia metallorejuşcih stancov. Moscova, Maşghiz, 1960. [5] Apperechiatura idrauliche e pneumatiche. Milano, nr. 2, 1964.

CZ 621.852

O nouă metodă de calcul al transmisiilor prin curele

BERNARD HOROVITZ

Curelele de transmisie se calculează în prezent prin două metode.

Prima metodă se bazează pe rezistenţa de rupere a curelei, în funcţie de care rezultă rezistenţa admisibilă, cu care se calculează apoi secţiunea necesară A_c a curelei, cu relaţia :

$$A_c = \frac{e^{\mu\beta}F}{(e^{\mu\beta}-1)\ (\sigma_a - \sigma_{i1} - \sigma_f)}, \text{ cm}^2, \qquad (1)$$

în care :

e este baza sistemului natural de logaritmi ;
μ — coeficientul de frecare ;
β — unghiul de înfăşurare a curelei pe şaiba mică ;
F — forţa transmisă prin curea :

$$F = \frac{102\,P}{v}, \text{kgf} ; \qquad (2)$$

P — puterea, kW ;
v — viteza curelei, m/s ;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{c} ; \qquad (3)$$

σ_r — rezistenţa la rupere a curelei, kgf/cm² ;
c — coeficientul de siguranţă $= 5 \div 10$;

$$\sigma_{i1} = E_i \frac{h}{D_{min}}, \text{ kgf/cm}^2 ; \qquad (4)$$

E_i — modulul de elasticitate la încovoiere a curelei, kgf/cm² ;
h — grosimea curelei, cm ;
D_{min} — diametrul şaibei minime din transmisie, cm ;
σ_f — solicitarea datorită forţei centrifuge :

$$\sigma_f = \frac{\gamma v^2}{100}, \text{ kgf/cm}^2 ; \qquad (5)$$

γ — greutatea specifică a curelei, kgf/dm³.

De fapt, valoarea exactă a solicitării din ramurile curelei datorită forţei centrifuge este :

$$\sigma_f = \frac{\gamma v^2}{100 \cos \delta} \qquad (5')$$

la raporturi de transmitere $i \neq 1$; ramurile curelei sînt înclinate cu unghiul δ faţă de axa transmisiei.

Metoda prezintă neajunsul că nu ţine seamă de factorul principal — capacitatea de transmitere a curelei — fiind cunoscut că, pentru o transmisie cu curele, condiţia principală este să transmită un anumit moment. Pe de altă parte, scoaterea din uz a curelei nu are loc, în general, din cauza ruperii statice a curelei faţă de care se calculează transmisia cu relaţia (1), ci datorită ruperii ei la oboseală, fenomen de care această metodă de calcul nu ţine seamă. Valoarea exagerat de mare a coeficientului de siguranţă ($c = 5 \div 10$) caută să acopere faptul că metoda de calcul nu ţine seamă de o serie de factori hotărîtori.

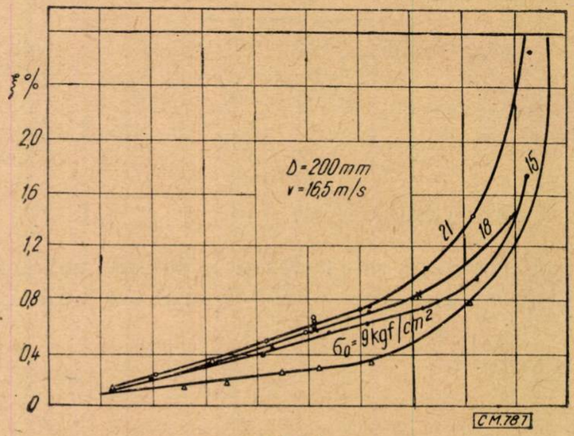


Fig. 1.

A doua metodă de calcul se bazează pe curbele de alunecare. Această metodă porneşte tocmai de la condiţia ca transmisia prin curele, calculată, să asigure transmiterea unui anumit moment sau a unei anumite forţe periferice. Pentru aceasta s-au trasat experimental curbe, aşa-numitele curbe de alunecare. Aceste curbe evidenţiază forţa periferică maximă ce se poate transmite printr-o curea (fig. 1).

În abscisă este introdus coeficientul de tracţiune :

$$\varphi = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} = \frac{F}{2S_0} = \frac{\sigma_u}{2\sigma_0}, \qquad (6)$$

în care :

S_1 este forţa din curea din ramura trăgătoare, kgf ;
S_2 — forţa din ramura trasă, kgf ;
S_0 — forţa iniţială de întindere dintr-o ramură a curelei, kgf ;

$\sigma_u = \frac{F}{A_c}$, tensiunea utilă ;

$\sigma_0 = \frac{S_0}{A_0}$, tensiunea iniţială.

În ordonată se introduce alunecarea elastică :

$$\xi = \frac{n_1 - n_{2i}}{n_1}, \qquad (7)$$

în care:

n_1 este turaţia arborelui motor, rot/min;

n_2 — turaţia efectivă a arborelui condus, rot/min;

$i = \frac{D_2}{D_1}$ — raportul de transmitere teoretic.

Din figură se vede că, pînă la φ_{cr}, între curea şi şaibă are loc o alunecare elastică ce creşte liniar cu tensiunea utilă, pe cînd pentru valori $\varphi > \varphi_{cr}$, se produce fenomenul de patinare, cureaua nemaifiind capabilă să transmită puterea.

Cu alte cuvinte, φ_{cr} corespunde tensiunii utile maxime ce se poate transmite printr-o curea în anumite condiţii de funcţionare. Prin urmare, din relaţia:

$$\varphi_{cr} = \frac{\sigma_u}{2\sigma}$$

se poate calcula tensiunea utilă maximă ce se poate transmite printr-o transmisie cu curele:

$$\sigma_{u\ max} = 2\,\sigma_0\ \varphi_{cr}. \tag{8}$$

Faţă de $\sigma_{u\ max}$, trebuie să se introducă un coeficient de siguranţă, căci la valori în jurul lui φ_{cr}, alunecarea elastică este mare (în jur de 1%), ceea ce are ca urmare încălzirea curelei şi reducerea durabilităţii ei. Pe de altă parte însă, în relaţia (8) nu s-a ţinut seamă de o serie de factori — materialul curelei, raportul de transmitere, raportul $\frac{h}{D_{min}}$, viteza şi regimul de lucru al curelei — care influenţează capacitatea portantă a transmisiei. Deci tensiunea utilă admisibilă este:

$$\sigma_{ua} = \sigma_{max}.k_\beta.k_v.k_{\frac{h}{D}}.k_r\ .k_p, \tag{9}$$

iar secţiunea necesară a curelei

$$A_e = \frac{F}{\sigma_{ua}}, \tag{9'}$$

în care:

k_β este coeficientul unghiului de înfăşurare;

$k_{\frac{h}{D}}$ — coeficient ce ţine seamă de raportul dintre înălţimea h a curelei şi diametrul şaibei minime din transmisie;

k_r — coeficientul de regim;

k_v — coeficientul de viteză;

k_p — coeficientul de poziţie (la curele trapezoidale $k_p = 1$).

Valorile acestor coeficienţi sînt date în STAS 1163-60 (în parte) şi în literatura de specialitate.

Metoda de calcul bazată pe curbele de alunecare prezintă şi o seamă de neajunsuri. Astfel, ea nu permite să se dimensioneze cureaua, ţinîndu-se seamă de durabilitatea ce i se impune, deoarece în multe cazuri durabilitatea unei curele dimensionate pentru o capacitate portantă maximă (pe baza curbelor de alunecare) nu va asigura soluţia economică optimă.

Problema se poate pune şi din alte puncte de vedere. Astfel, tinzînd spre valorile maxime ale capacităţii portante a curelei (spre φ_{cr}) creşte şi alunecarea elastică (fig. 1), ceea ce duce la încălzirea şi uzarea curelei şi deci la reducerea durabilităţii. Această problemă se pune, în special, la curele de viteze mari, cînd o alunecare elastică de 1% ar avea ca urmare viteze de alunecare apreciabile între curea şi şaibe.

Pe de altă parte, durabilitatea curelei este limitată şi de raportul $m = \frac{S_1}{S_2} = e^{\mu\beta}$, deoarece cu creşterea lui m scade coeficientul de asimetrie a ciclului r:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}; \tag{10}$$

şi cum

$$\sigma_{min} = \sigma_2 + \sigma_f \text{ şi } \sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{i1} + \sigma_f$$

rezultă:

$$r = \frac{\sigma_2 + \sigma_f}{\sigma_1 + \sigma_{i1} + \sigma_f} = \frac{1 + \frac{\sigma_f}{\sigma_2}}{\frac{\sigma_1}{\sigma_2} + \frac{\sigma_{i1}}{\sigma_2} + \frac{\sigma_f}{\sigma_2}}$$

sau

$$r = \frac{1 + \frac{\sigma_f}{\sigma_2}}{m + \frac{\sigma_{i1}}{\sigma_2} + \frac{\sigma_f}{\sigma_2}}. \tag{11}$$

Din relaţia (11) se constată că la creşterea lui m scade coeficientul de asimetrie r.

Rezultatele experimentale obţinute la încercarea metalelor la oboseală arată că, o dată cu scăderea coeficientului de asimetrie r de la unu (ciclu constant) la zero (ciclu pulsator), scade şi durabilitatea. După toate probabilităţile, această legitate se menţine şi la curele, cercetările în acest sens fiind în curs în cadrul Catedrei de rezistenţa materialelor de la Institutul politehnic din Timişoara.

Din diagrama din figura 1 se vede că, cu cît zona de funcţionare a curelei se apropie de punctul critic, cu atît creşte şi m. De exemplu, pentru o curea de 17×11, cu şnur de bumbac, valoarea lui φ_{cr} pentru $\frac{D}{h} = \frac{200}{11}$ şi $\sigma_0 = 15$ kgf/cm^2.

este $\varphi_{cr} = 0{,}73$ [1]. Acestei valori îi corespunde următoarea mărime a lui m:

$$\varphi = \frac{\sigma_u}{2\sigma_0} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2}; \quad m = \frac{\sigma_1}{\sigma_2};$$

$$\varphi = \frac{\frac{\sigma_1}{\sigma_2} - 1}{\frac{\sigma_1}{\sigma_2} + 1} = \frac{m-1}{m+1}; \tag{12}$$

$$m = \frac{1+\varphi}{1-\varphi}; \tag{13}$$

$$m = \frac{1+\varphi_{cr}}{1-\varphi_{cr}} = \frac{1+0{,}73}{1-0{,}73} = 6{,}4,$$

în care $\sigma_1 = \frac{S_1}{A_c}$ este solicitarea din ramura trăgătoare şi $\sigma_2 = \frac{S_2}{A_c}$ — solicitarea din ramura trasă.

Neajunsul principal al acestei metode constă însă în aceea că ea nu ţine seamă de faptul că la o transmisie cu curele capacitatea portantă nu depinde numai de factorii enumeraţi, ci şi de tensiunea iniţială din ramurile curelei. Experienţele efectuate în ultimii ani au confirmat în mod neîndoios acest fenomen.

De altfel, aceasta rezultă şi din relaţiile de bază ale transmisiei cu curele. Din relaţia (12) se vede că:

$$\varphi = \frac{\sigma}{2\sigma_0} = \frac{m-1}{m+1}$$

sau

$$\sigma_u = 2\,\sigma_0\,\frac{m-1}{m+1}, \tag{14}$$

adică tensiunea utilă este proporţională cu tensiunea iniţială din ramurile curelei.

Pe baza unor încercări efectuate asupra curelelor trapezoidale speciale de 16×18 (curele ,,CSU") s-a putut trage concluzia că tensiunea iniţială aplicată unei transmisii cu curele în gol se modifică în timpul funcţionării.

De aceea, în aceste relaţii σ_0 reprezintă tensiunea iniţială din ramurile curelei.

Cum această mărime nu este nici raţională, nici măsurabilă, este recomandabil să se lucreze cu forţa aplicată pe arbori, datorită tensiunii din ramurile curelei F_a (fig. 2).

$$F_a = 2\sigma_0\ A_c\ \cos\ \delta$$

sau

$$\sigma_0 = \frac{F_a}{2A\ \cos\ \delta}. \tag{15}$$

Faptul că, pînă în prezent, în calcule nu s-a ţinut seamă de tensiunea iniţială din curea, se explică prin aceea că la materialele clasice (piele, bumbac, cauciuc cu inserţie de bumbac etc.), chiar la tensiuni iniţiale relativ mici ($\sigma_0 = 10-20$ kgf/cm²), în curea se produceau fenomene reologice, deosebit de neplăcute, care impun numeroase demontări şi scurtări ale curelei sau deplasări ale arborilor, limitînd tensiunile iniţiale la valori relativ mici.

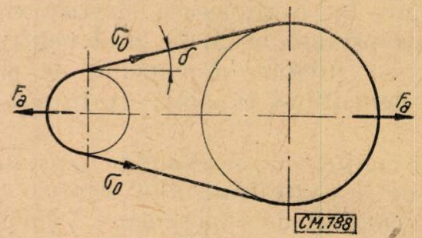


Fig. 2.

De cîţiva ani s-a produs însă o adevărată revoluţie în tehnologia de fabricaţie a curelelor trapezoidale şi în aceea a curelelor late, atît în ceea ce priveşte materialele folosite, cît şi în ceea ce priveşte construcţia curelei, care a avut ca urmare o creştere deosebită a capacităţii portante şi a durabilităţii curelei trapezoidale.

Acelaşi fenomen s-a produs şi la curelele late prin utilizarea benzilor din fire sintetice combinate cu fîşii de piele.

Se impun deci revizuirea vechilor metode de calcul şi introducerea unor metode noi, care să ţină seamă de schimbările survenite în tehnologia şi în construcţia acestui organ de maşină.

Că lucrurile stau astfel, rezultă dintr-un exemplu simplu.

Pentru antrenarea combinei de siloz universal CSU, fabricată de uzinele ,,Semănătoarea"— Bucureşti, ar fi fost necesare, conform STAS 1163-60, un număr de 13 curele trapezoidale tip C; ea a putut fi însă antrenată în condiţii foarte bune, cu numai patru curele trapezoidale de profil special 18 × 16, avînd secţiunea chiar mai mică decît curelele trapezoidale tip C (14×22).

Noua metodă de calcul permite rezolvarea următoarelor probleme:

— stabilirea tensiunii iniţiale economice din curea, atunci cînd se impune o anumită durabilitate a curelei; tensiunea iniţială economică este tensiunea iniţială care permite transmiterea forţei periferice maxime la o durabilitate impusă (fig. 5);

— stabilirea tensiunii iniţiale şi a durabilităţii atunci cînd se cere o capacitate portantă maximă.

Prima problemă, aceea a stabilirii tensiunii iniţiale optime, se rezolvă prin intersecţia celor două curbe corespunzătoare durabilităţii şi capacităţii de încărcare (fig. 3, 4 şi 5).

Solicitarea maximă din ramura trăgătoare este:

$$\sigma_{T\max} = \sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} + \sigma_{i1} + \sigma_f \leqslant \sigma_a \qquad (16)$$

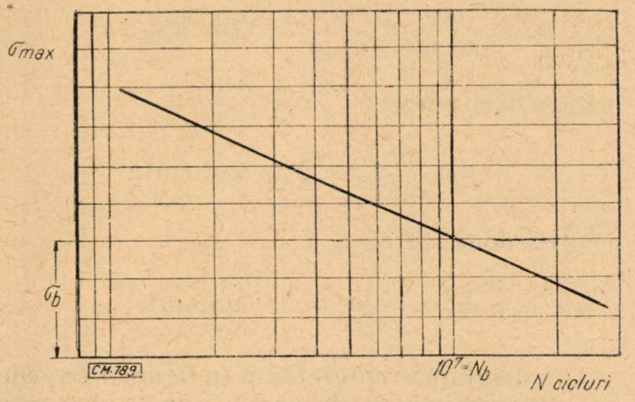


Fig. 3.

şi este egală, la limită, cu rezistenţa admisibilă σ_a. În expresia (16) s-a notat:

$$\sigma_0 = \frac{F_a}{2\,A_c \cos\,\delta}\,;\ \sigma_f = \frac{\gamma_{v2}}{100\,\cos\,\delta}\,;\ \sigma_{i1} = \frac{h}{D_{min}}.$$

Relaţia (16) se simplifică dacă σ_a se determină pentru diferite diametre de şaibe, astfel încît termenul σ_{i1} poate să lipsească.

În caz contrar, pentru calculul lui σ_{i1} trebuie determinată experimental valoarea lui E_i în funcţie de solicitarea la întindere din curea $(\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} + \sigma_f)$. În figura 6 se indică o asemenea diagramă pentru curele (17×11) cu cord ţesut din bumbac.

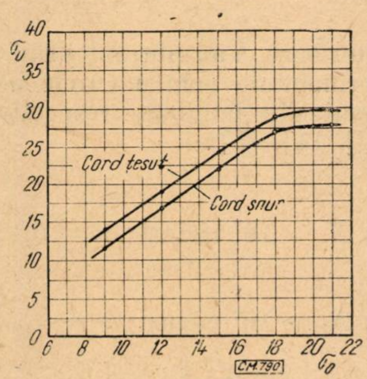


Fig. 4.

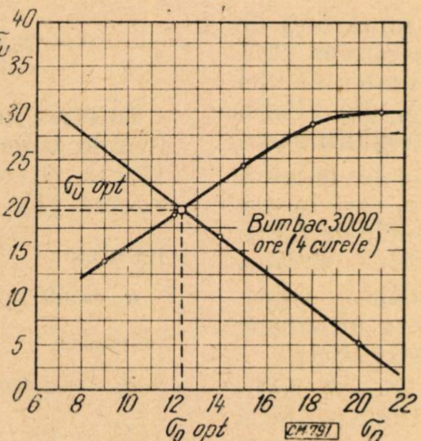


Fig. 5.

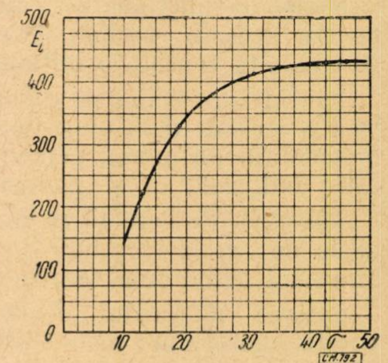


Fig. 6.

Din diagrama de oboseală (fig. 3) rezultă relaţia:

$$\sigma_b^n N_b = \sigma_a^u (3\,600\ xuh), \qquad (17)$$

în care:

σ_b şi N_b sînt, respectiv, tensiunea şi numărul de cicluri de bază corespunzătoare (de obicei $N_b = 10^7$ cicluri);

n — exponent ce depinde de tipul curelei şi de alţi factori în curs de cercetare. Astfel, s-a găsit pentru curele 17×11 cu cord bumbac $n = 5{,}4$, iar pentru cord viscoză, $n = 7{,}2$ [2], [3];

x — numărul de şaibe peste care este înfăşurată cureaua;

h — numărul de ore de funcţionare;

$\mu = \frac{v}{L}$ — numărul de treceri pe secundă ale curelei; (18)

K_r — coeficientul de regim;

K_i — coeficient al raportului de transmitere.

Trebuie menţionat că relaţia (18) nu este exactă întrucît nu ţine seamă diferenţiat de influenţa lui σ_0 şi σ_i asupra durabilităţii, σ_0 fiind o solicitare constantă, în timp ce σ_i se aplică variabil asupra curelei.

Studiul acestei probleme este în curs, în cadrul laboratorului de organe de maşini.

Relaţia (16) se poate scrie sub forma:

$$\sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} = \sigma_a - \sigma_{i1} - \sigma_f.$$

Notînd:

$$\sigma_a - \sigma_{i1} - \sigma_f = a$$

rezultă:

$$\sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} = a, \qquad (19)$$

unde:

$$a = \sigma_b \sqrt[n]{\frac{k_r k_i N_b}{3\,600\ xuh}} - E_i \frac{h}{D_1} - \frac{\gamma_{v2}}{100\ \cos\ \delta}. \qquad (20)$$

Pe de altă parte, pe baza relației (14) și a datelor experimentale [1], relația dintre tensiunea utilă din curea și tensiunea inițială este reprezentată în figura 4. Diagrama s-a trasat prin prelucrarea datelor experimentale reprezentate în fig. 1 [1].

Din figura 4 rezultă că:

$$\sigma_u = c\sigma_0 , \tag{21}$$

în care:

$$c = c_m k_\beta k_{\frac{\pi}{D}} \, k_r k_v k_p , \tag{22}$$

iar c_m este un coeficient ce ține seamă de materialul, construcția și tehnologia curelei; semnificația celorlalți coeficienți este aceeași ca în relația (9).

Intersectînd cele două drepte (19) și (21) rezultă valorile optime ale lui σ_0 și ale lui σ_μ:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{0opt} &= \frac{a}{1+\frac{c}{2}}; \\ \sigma_{u\ opt} &= a.\sigma_{0\ opt} = \frac{ac}{1+\frac{C}{2}} \end{aligned}\right\} . \tag{23}$$

Grafic, soluția se prezintă ca în figura 5.

Capacitatea portantă maximă a transmisiei este limitată de fenomenele reologice din curea, cînd tensiunea utilă nu mai crește cu tensiunea inițială (fig. 4).

Stabilind un coeficient de siguranță față de această limită se poate determina sarcina utilă maximă de funcționare și durabilitatea curelei pentru această sarcină. Totodată, din relația (19) rezultă tensiunea inițială corespunzătoare.

Aplicarea relațiilor de calcul propuse necesită încă o serie de date experimentale, care lipsesc momentan, nu numai pentru curelele de fabricație indigenă, ci și pentru curelele străine.

Aplicație. Se cere să se dimensioneze transmisia cu curele trapezoidale pentru un strung universal avînd următoarele caracteristici:

— puterea motorului electric: $P = 7$ kW; turația motorului: $u_1 = 1\,000$ rot/min; turația arborelui condus: $u_2 = 745$ rot/min; diametrul primitiv al roții motoare: $D_{p1} = 135$ mm; lungimea primitivă a curelei: $L_p = 1\,250$ mm;

viteza curelei: $v = \frac{\pi D_{p1}\, u1}{60.1000} = 7{,}1$ m/s.

Din STAS 1163-60 rezultă că se vor utiliza curele 17×11, cu secțiunea $A_c = 1{,}43$ cm².

Forța periferică de transmisie este:

$$F = \frac{102\ \mathrm{P}}{v} = \frac{102.7}{7{,}1} = 100\ \mathrm{kgf.}$$

Tensiunile utile necesare sînt:
pentru cinci curele:

$$\sigma_u = \frac{F}{zA_c} = \frac{100}{5.1{,}43} = 14\ \mathrm{kgf/cm^2}\ ;$$

pentru patru curele:

$$\sigma_u = \frac{100}{4.1{,}43} = \frac{100}{4.1{,}43} = 17{,}5\ \mathrm{kgf/cm^2}\ ;$$

pentru trei curele:

$$\sigma_u = \frac{100}{3.1{,}43} = 23{,}3\ \mathrm{kgf/cm^2}\ ;$$

pentru două curele:

$$\sigma_u = \frac{100}{2.1{,}43} = 35\ \mathrm{kgf/cm^2}.$$

Din diagrama reprezentată în figura 4 se vede că numărul minim de curele este 3, deoarece la două curele tensiunea utilă necesară depășește curba limită a tensiunii utile (cu îmbunătățirea calităților reologice ale curelelor, porțiunea liniară a curbei limită va putea fi mărită).

Din relațiile (23) rezultă:

$$\sigma_{0opt} = \frac{a}{1+\frac{c}{2}}\ ;$$

$$\sigma_{u\ opt} = a.\sigma_{0\ opt},$$

unde:

$$a = \sigma_b \sqrt[u]{\frac{k_r k_i N_b}{3\,600\ uxh}} - E_i \frac{h}{D_1} - \frac{\gamma v^2}{100\ \cos\ \delta}.$$

În cercetările anterioare s-au obținut următoarele valori experimentale pentru curele de 17×11 cu cord țesut din bumbac, respectiv viscoză [1], [2], [3], [4], [5]:

bumbac:

$\sigma_b = 59$ kgf/cm²; $N_b = 10^7$ cicluri; $n \doteq 5{,}4$;

viscoză:

$\sigma_b = 68$ kgf/cm²; $N_b = 10^7$ cicluri; $n = 7{,}2$;

$K_i = 1{,}7$; $K_r = 2{,}1$; $x = 2$; $c_m = 1{,}6$;

$c = c_m.\ k_\beta\ .k_{\frac{h}{D}}\ .\ k_r\ .\ k_v\ .\ k_p \approx 1{,}2$;

pentru $h = 1\,000$ h:

bumbac: $\sigma_a = 65{,}5$ kgf/cm²;

viscoză: $\sigma_a = 73{,}5$ kgf/cm²;

pentru $h = 3\,000$ h:

bumbac: $\sigma_a = 53{,}5$ kgf/cm²;

viscoză: $\sigma_a = 63$ kgf/cm².

Utilizînd diagrama 6 se obțin datele din tabela 1.

Tabela 1

$\sigma_0+\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_f$	E_i, kgf/cm²	σ_i, (D_{p1} = 135 mm)
20	350	28,5
25	380	31
30	400	32,5
35	415	34
40	425	35

Rezultatele obținute apar în tabela 2 (cord bumbac) și în tabela 3 (cord viscoză), fiind reprezentate grafic în figura 7.

Tabela 2

Durabilitate, h	$\sigma_0+\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_f$	a	σ_0	σ_u	Observații
1 000	20,5	36,5	23	27,5	
	25	34	21	25,5	
	30	32,5	20,5	24,5	
	35	31	19,5	23	
	40	30	19	23	
	32	31,5	20	24	optim
3 000	20	24,5	15,5	18,5	
	25	22	14	17	
	30	20,5	13	15,5	
	35	19	12	14,5	
	40	18	11,5	14	
	23	22,5	14	17	optim

Tabela 3

Durabilitate, h	$\sigma_0+\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_f$	σ	σ_0	σ_u	Observații
1 000	20	44,5	28	33,5	
	25	42	26	31	
	30	40,5	25	30	
	35	39	24,5	29,5	
	40	38	24	29	optim
3 000	20	34	21	25	
	25	31,5	20	24	
	30	30	19	23	
	35	28,5	18	21,5	
	40	27,5	17	20	
	30,5	30	19	22,5	optim

Din analiza rezultatelor se evidențiază următoarele concluzii :

— pentru o durată de funcționare de 1 000 ore sînt necesare trei curele cu inserție de bumbac (σ_u=24 ; σ_0=20) sau trei curele cu inserție de viscoză, cînd cureaua este folosită sub regimul optim ($\sigma_{u\,opt}$ = 29) ; în realitate funcționarea are loc la σ_u = 23,3 kgf/cm² ;

— din diagrama din figura 7 se vede de altfel că atunci cînd se admite o durabilitate scăzută (1 000 ore), capacitatea portantă a curelei este limitată de capacitatea ei de transmitere ; din figură se vede că la cureaua de bumbac calculul este chiar la limita capacității de transmitere, iar la cureaua cu inserție de viscoză capacitatea de transmitere este depășită ;

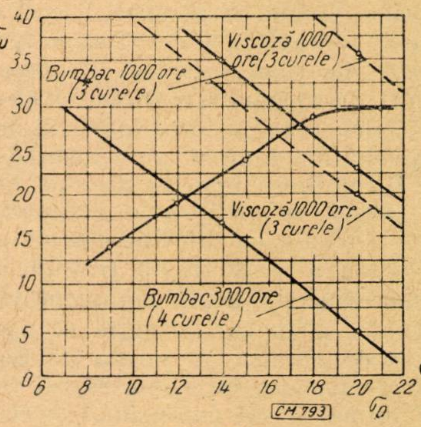


Fig. 7.

— pentru o durată de funcționare de 3 000 ore sînt necesare patru curele cu inserție de bumbac (σ_u = 17 ; σ_0 = 14), respectiv trei curele cu inserție de viscoză (σ_u = 22,5 ; σ_0 = 19) ;

— după cum se vede în figura 7, capacitatea de transmitere a curelei este folosită sub posibilități ; mărirea rezistenței curelelor ar duce la folosirea mai rațională a lor.

---

[1] *Pronin, B. A.* Klinoremennîe i fricționnîe peredacii i variatorî. Moscova, Mașghiz, 1960. [2] *Horovitz, B.* Studiul experimental al durabilității curelelor trapezoidale fabricate în R.P.R. În : Buletinul IPT, nr. 1, 1962, p. 31—38. [3] *Horovitz, B.* Unele aplicații practice ale rezultatelor încercărilor la durabilitate ale curelelor trapezoidale fabricate în R.P.R. În : Industria Ușoară, nr. 9, 1961, p. 337—339. [4] *Horovitz, B.* Studiul experimental al influenței materialelor și al tehnologiei asupra durabilității unor curele trapezoidale experimentale. În : Buletinul IPT, nr. 2, 1963, p. 297—305. [5] *Horovitz, B.* și *Kremmer, I.* Determinarea experimentală a modulului de elasticitate echivalent la încovoiere la curele trapezoidale. Comunicare IPT, 1963.

CZ 625.282 – 843.6 :621.51 – 585

Sisteme moderne de antrenare a compresoarelor utilizate la locomotivele Diesel

ION NAN și ROMULUS SUSAN

În ultima vreme, tracțiunea Diesel electrică, Diesel hidraulică și electrică a luat o mare dezvoltare pe plan mondial. Realizarea unor noi tipuri de locomotive Diesel și electrice cu caracteristici tehnice superioare impune ridicarea nivelului tehnic al unor instalații anexe, cum ar fi compresoarele. În prezent, la locomotivele Diesel se utilizează compresoare cu piston, prevăzute cu diferite sisteme de antrenare. Pentru a se evita un consum nejustificat de motorină și o uzură suplimentară a motorului Diesel principal, situație ce apare cînd trenul se deplasează cu viteza de regim fără operații de frînare, iar compresorul trebuie să asigure numai aerul comprimat necesar completării pierderilor și pentru unele comenzi pneumatice, cum și în cazul opririlor sau pe pante lungi, cînd motorul Diesel trebuie să funcționeze numai pentru antrenarea compresorului, este indicat ca antrenarea acestuia să se facă independent de motorul Diesel principal, de exemplu printr-un grup moto-compresor. Această soluție permite oprirea motorului Diesel principal în unele perioade de timp determinate de condițiile de cale ale locomotivei. Soluția presupune însă utilizarea unui motor Diesel auxiliar, ceea ce complică și scumpește construcția locomotivei.

Pentru a evita aceste neajunsuri s-a căutat un sistem de antrenare pentru compresor, astfel încît să se asigure debitul de aer necesar în diversele situații de cale ale locomotivei, obținîndu-se totodată o economie de combustibil prin scoaterea din funcțiune a compresorului cînd rezervoarele sînt încărcate cu aer la presiunea de regim.

Cel mai utilizat sistem de antrenare a fost cel mecanic, datorită simplității sale. La acest sistem de antrenare care utilizează curele trapezoidale, cuplaje, axe cardanice, roți dințate etc., legătura dintre motorul de antrenare și compresor fiind permanentă, turația și debitul compresorului sînt funcție de turația motorului Diesel.

Condițiile de exploatare precizează că debitul maxim de aer trebuie asigurat la mersul în gol al motorului, de exemplu în cazul frînărilor. Această cerință nu poate fi îndeplinită în cazul compresoarelor antrenate mecanic. De asemenea, în acest caz compresorul nu poate fi scos din funcțiune cînd rezervoarele de aer sînt încărcate, în vederea unei economii de putere. Pentru a se asigura un debit de aer al compresorului aproximativ constant, independent de turația motorului, și pentru a putea fi scos compresorul din funcțiune cînd rezervoarele de aer sînt încărcate, se utilizează antrenarea electrică sau hidraulică. Sistemul de antrenare electric folosește un electromotor special și este indicat a fi utilizat la locomotivele Diesel electrice și electrice, care au o sursă importantă și permanentă de curent electric. Sistemul nu poate asigura o economie de combustibil, motorul Diesel principal trebuind să funcționeze în stații și pe pante lungi, dar poate fi adaptat continuu la necesitățile de exploatare. Amplasarea compresorului este independentă de poziția motorului Diesel în locomotivă. Sistemul este utilizat și la locomotiva Diesel electrică de 2 100 CP fabricată de uzinele „Electroputere"-Craiova pentru C.F.R.

La locomotivele Diesel hidraulice, care nu sînt echipate cu o sursă importantă de curent, compresoarele sînt antrenate cu ajutorul unor transmisii hidrodinamice, cu umplere variabilă sau, mai recent, transmisii hidrostatice. Schema de antrenare a compresorului cu ajutorul unui ambreiaj hidraulic este arătată în figura 1.

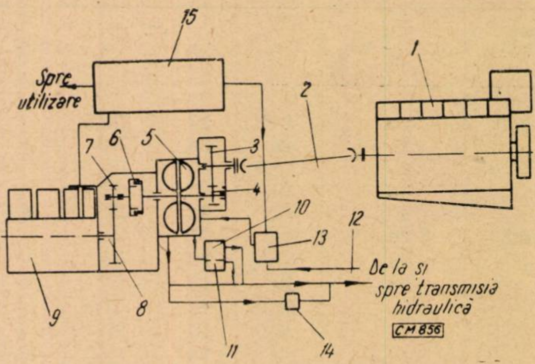


Fig. 1

De la motorul *1*, mișcarea este transmisă printr-un arbore cardanic *2*, la un grup de două roți cilindrice *3* și *4*, care au rolul să ridice turația la intrare în ambreiajul hidraulic *5*, în scopul reducerii dimensiunilor respective. De la ambreiajul hidraulic, mișcarea se transmite printr-un cuplaj *6* la un grup de două roți cilindrice *7* și *8*, iar de la acestea la compresorul *9*. Grupul de roți *7* și *8* reduce turația la valoarea maximă admisă de compresor.

Pentru a obține un debit corespunzător la mersul în gol al motorului, raportul de transmitere fix, obținut prin roțile *7* și *8*, este astfel stabilit încît să se obțină turația maximă a compresorului la o turație a motorului de 54%

din cea maximă. De la mersul în gol pînă la această turaţie, ambreiajul este complet umplut şi funcţionează cu o alunecare minimă. Turaţia motorului crescînd în continuare, se reduce umplerea ambreiajului printr-un ventil de reglaj *10*, în funcţie de turaţia compresorului, crescînd în felul acesta alunecarea. Supapa de siguranţă *11* goleşte complet ambreiajul la depăşirea turaţiei maxime a compresorului. Turaţia de acţionare a dispozitivului de reglaj poate fi variată cu ajutorul unui resort reglabil, prevăzut la ventilul de reglaj. Uleiul utilizat în ambreiaj poate fi luat din circuitul transmisiei hidraulice *12* sau din circuitul de ungere a motorului; debitat de pompa de ungere *14* a turbotransmisiei, el împinge un piston al ventilului de oprire *13* şi pătrunde în ambreiaj printr-o supapă de laminare. Răcirea se realizează prin scurgerea unei cantităţi de ulei, în mod continuu, printr-o duză, în radiatorul de ulei al turbotransmisiei. Cînd presiunea din rezervorul de aer *15* ajunge la valoarea de 9 kgf/cm^2, regulatorul de mers în gol transmite presiunea la ventilul de oprire *13* şi se întrerupe circulaţia uleiului spre ambreiaj. Uleiul aflat în ambreiaj este eliminat prin conducta de scurgere şi, ambreiajul fiind golit, compresorul se opreşte. Cînd presiunea din rezervor scade la 7,5 kgf/cm^2 regulatorul de presiune obturează trecerea aerului comprimat spre ventilul de oprire, astfel încît pistonul ventilului permite din nou umplerea ambreiajului, compresorul fiind repus în funcţiune. În figura 2 apare variaţia turaţiei de ieşire n_2, alunecarea S şi randamentul η, pentru un ambreiaj hidraulic folosit la antrenarea unui compresor, după schema indicată în figura 1.

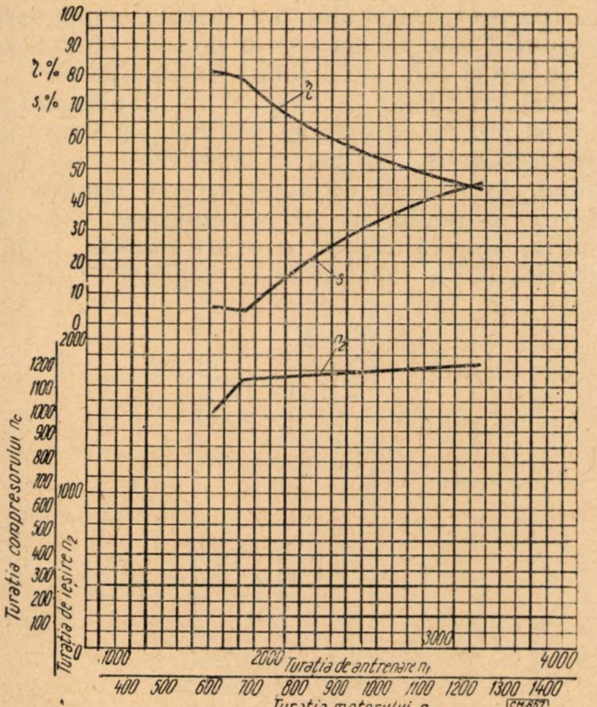


Fig. 2

La tipul de ambreiaj hidraulic considerat, raportul dintre turaţia de intrare în ambreiaj n_1 şi turaţia motorului n_m este $i_m = \frac{n_1}{n_m} = 2{,}7$, iar raportul dintre turaţia de ieşire din ambreiaj n_2 şi turaţia compresorului n_c este $i_c = \frac{n_2}{n_c} = 1{,}5$.

Turaţia de ieşire, alunecarea şi randamentul sînt indicate pentru un moment de ieşire constant $M_2 = 12$ kgfm = const. Acest sistem de antrenare prin ambreiaj hidraulic oferă o serie de avantaje, şi anume: poate asigura compresorului o turaţie independentă de aceea a motorului, poate furniza un debit de aer aproximativ constant şi poate întrerupe funcţionarea compresorului pe timpul cît aerul din rezervoare se menţine la presiunea de regim, realizînd astfel o economie de combustibil. Sistemul prezintă însă şi unele dezavantaje: amplasarea compresorului este condiţionată de poziţia motorului, de la care mişcarea se transmite prin cuplaje mecanice (arbori cardanici, roţi dinţate etc.), iar comanda umplerii variabile a ambreiajului este destul de complicată. Sistemul de antrenare hidrostatic care s-a dovedit a fi cel mai indicat pentru antrenarea ventilatoarelor de răcire ale locomotivelor Diesel electrice şi Diesel hidraulice se aplică în prezent cu succes şi la antrenarea compresoarelor.

În cazul utilizării acestui sistem, amplasarea compresorului este independentă de cea a motorului de antrenare (legătura făcîndu-se prin conducte de ulei), iar turaţia compresorului este continuu adaptată la necesităţile de exploatare.

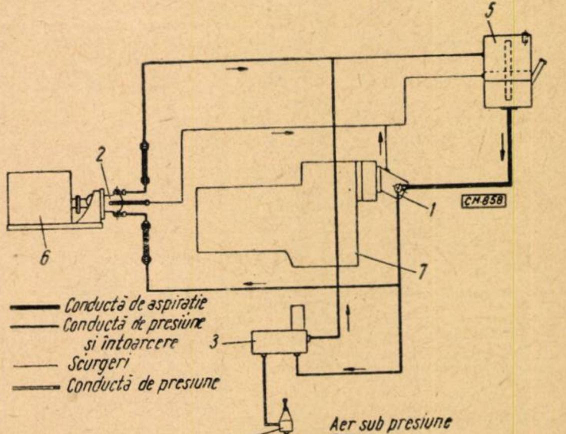


Fig. 3

Noul sistem de antrenare foloseşte pompe şi motoare hidrostatice cu pistoane axiale. În figura 3 este arătat schematic un asemenea sistem de antrenare.

Pompa hidrostatică cu pistoane axiale *1* este antrenată de transmisia hidraulică *7*, a locomotivei sau, în unele cazuri, direct de motor. Antrenarea pompei se face prin roţi dinţate, în cazul cînd este fixată pe motor, sau pe turbotransmisie. Motorul hidrostatic *2*, montat pe un suport antrenează compresorul prin intermediul unui cuplaj elastic. Pompa cu pistoane axiale utilizată este arătată în figura 4. Din sistemul de antrenare mai fac parte: regulatorul compresorului *3*, ventilul de comandă *4* şi rezervorul de ulei *5*.

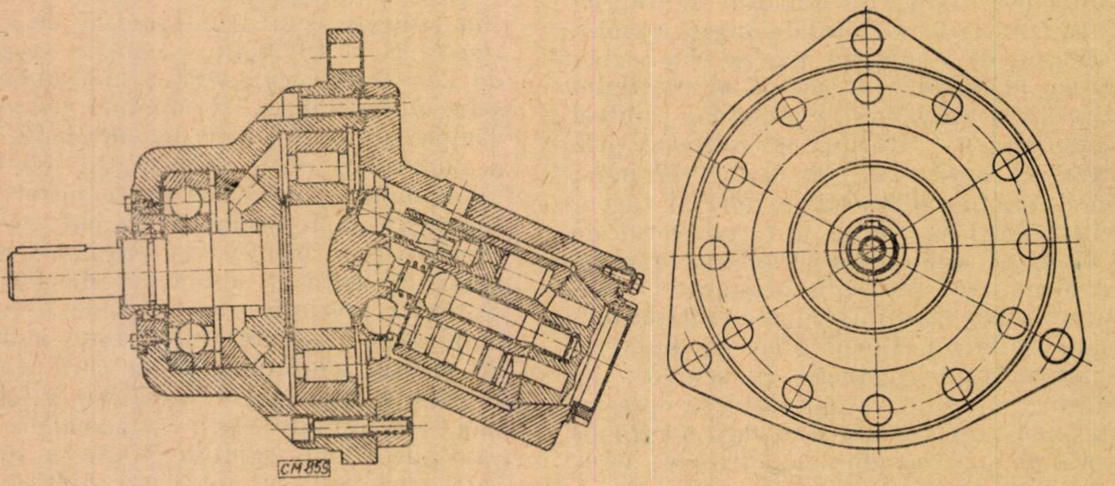


Fig. 4

Regulatorul compresorului (fig. 5) se compune din trei corpuri, corpul superior *1*, corpul median *2* şi corpul inferior *3*. Între corpurile *1* şi *2* se găseşte montată o membrană *4*, legată de o tijă *5*, prevăzută cu un piston de ghidare. Etanşarea acestuia faţă de corpul *2* se face cu inelele de cauciuc *6*. În corpul *3* se află pistonul de comandă *7*, prevăzut cu orificiile *a* şi menţinut într-o anumită poziţie de resortul *8*, care se sprijină pe talerul de formă specială *9*, oprit de inelul de siguranţă *10*, montat în corpul *3*.

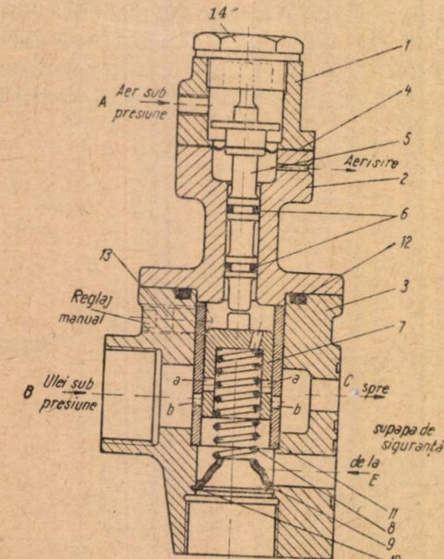

14
1
4
A
Aer sub presiune
5
Aerisire
2
6
12
13
Reglaj manual
3
7
B
Ulei sub presiune
a
a
b
b
C
spre supapa de siguranţă
de la E
11
8
9
10
D
Intoarcerea uleiului spre rezervor
CM 860

Fig. 5

Pistonul *7* se poate deplasa în bucşa de uzură *11*, în care sînt practicate orificiile laterale *b*, şi care este presată în corpul *3*.

Etanşarea legăturii dintre corpurile *2* şi *3* este asigurată prin inelul de cauciuc *12*. În contact cu pistonul în partea lui superioară este prevăzut un şurub *13* pentru reglajul manual al poziţiei pistonului. La partea superioară, corpul *1* este închis cu un dop cu piuliţă *14*, care are şi rolul de a limita cursa tijei *5*.

Rezervorul de ulei (fig. 6) se amplasează pe cît posibil, în apropierea pompei şi suficient de sus faţă de ea. În partea superioară a rezervorului, în camera de filtrare, este montat un filtru magnetic. În partea inferioară se află un injector cu difuzor, care are rolul de a mări presiunea în conducta de aspiraţie.

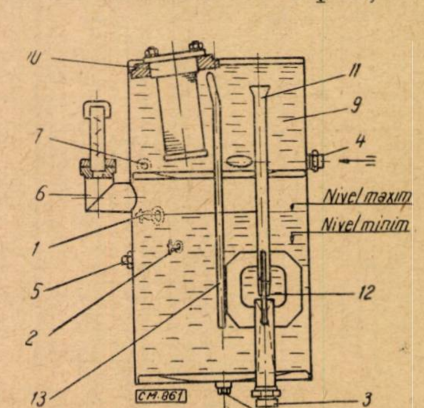

10
11
9
7
4
6
Nivel maxim
Nivel minim
1
5
12
2
13
CM 861
3
8

Fig. 6

Sistemul funcţionează astfel (fig. 3 şi 5): pompa hidrostatică *1*, antrenată de turbotransmisie, aspiră ulei din rezervorul *5*, prin conducta de aspirație; uleiul sub presiune este refulat de pompă atît spre motorul hidrostatic *2* al compresorului, cît şi spre regulatorul compresorului *3*. Dacă presiunea aerului din rezervoare este sub valoarea de regim, arcul *8* (fig.5) ridică pistonul *7*, care deplasează tija *5*, cu membrană. Pistonul fiind în poziția indicată în figura *5*, o parte din uleiul sub presiune, care vine de la pompă, pătrunde prin canalul *B*, în spațiul inelar din corpul *3*, iar de aici, prin canalul *C*, la supapa de siguranță. În cazul cînd presiunea uleiului depăşeşte valoarea maxim admisibilă, supapa de siguranță se deschide şi uleiul se întoarce, prin orificiul *E* şi conducta *D*, la rezervorul de ulei. În această situație, scurgerea uleiului prin regulator nu este posibilă. Uleiul sub presiune se va duce la motorul hidrostatic.

Motorul hidrostatic antrenează compresorul cu care este legat printr-un cuplaj. Uleiul care a lucrat se introduce în rezervorul *5*. Compresorul va alimenta cu aer rezervoarele pînă la presiunea de regim. Aerul sub presiune pătrunde prin orificiul *A* al regulatorului (fig 5), apăsînd membrana *4*, şi deplasînd în jos tija *5*, care acționează corespunzător asupra pistonului *7*. În momentul cînd orificiile *a* încep să se suprapună peste orificiile *b*, o parte din uleiul sub presiune, ce vine de la pompă prin *B*, trece direct prin *D* la rezervorul de ulei. Cantitatea de ulei ce trece spre motorul hidrostatic scade; turația sa, deci şi aceea a compresorului, scade şi o dată cu aceasta se reduce debitul de aer. Cînd orificiile *a* s-au suprapus complet peste orificiile *b*, tot uleiul refulat de pompă se întoarce la rezervor. Motorul hidrostatic se opreşte şi compresorul nu mai debitează. În cazul cînd presiunea de aer scade, datorită consumului şi pierderilor, procesul se repetă.

La schema prezentată, presiunea maximă în circuitul de ulei la care se reglează supapa de siguranță este de 160 kgf/cm², iar reglajul presiunii aerului se realizează între 7 şi 9 kgf/cm².

În figura 7 este arătată variația debitului compresorului în funcție de turația motorului Diesel, respectiv de turația pompei hidrostatice. La turația maximă a motorului Diesel de 750 rot/min, turația maximă a pompei hidrostatice este de 1 388 rot/min. La turația de mers în gol a motorului Diesel, de 325 rot/min, compresorul are un debit de 1 320 l/min.

Normele UIC prevăd, la acest regim de funcționare, un debit de 1 600 l/min, care s-ar putea obține ridicînd turația de mers în gol a motorului Diesel la 400 rot/min.

Pentru ca turația compresorului utilizat să nu depăşească valoarea ei maximă de 1 200 rot/min, se montează pe regulatorul compresorului, un ventil limitator, care intră în acțiune la 1 180 rot/min.

În figura 8 este arătat un compresor Knorr, cu antrenare hidrostatică. Compresorul are patru cilindri dispuşi în V şi este antrenat de un motor hidrostatic prin intermediul unui cuplaj elastic. Un asemenea compresor cu antrenare hidrostatică este utilizat la locomotiva Diesel hidraulică de 2 200 CP fabricată de S.G.P. din Austria. De asemenea, locomotivele Diesel hidraulice de putere mijlocie, ce se vor fabrica în viitor la noi în țară, vor avea compresoarele antrenate hidrostatic.

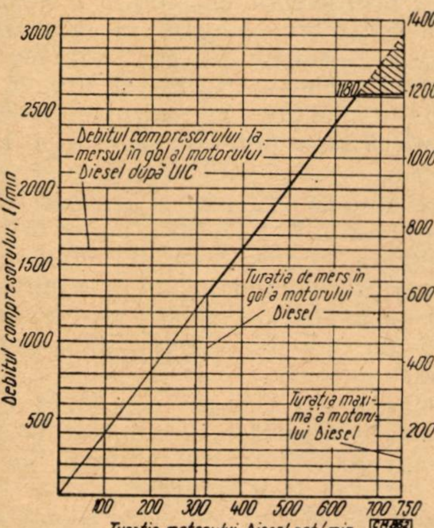


Fig. 7

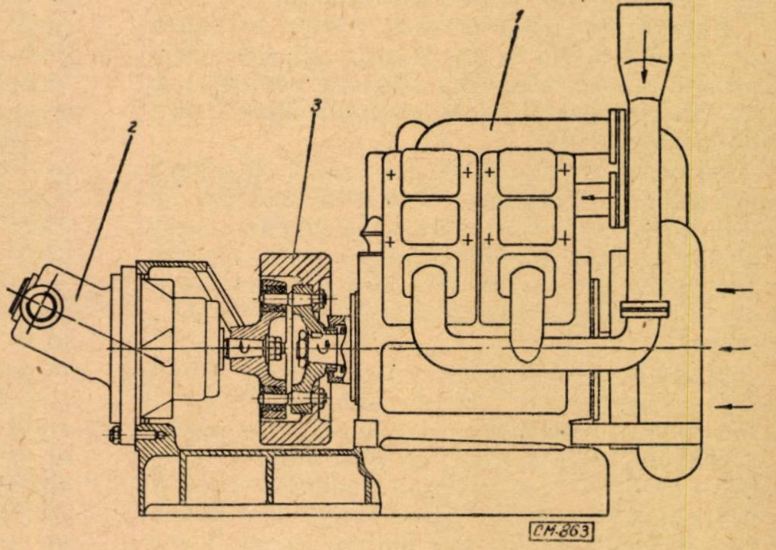


Fig. 8

Introducerea în viitor pe o scară din ce în ce mai mare a acestui sistem de antrenare se datoreşte avantajelor pe care le prezintă:

— amplasarea compresorului este independentă de aceea a motorului Diesel;

— economia a putere, respectiv de combustibil, prin adaptarea continuă la necesitățile de consum;

— asigurarea unui debit de aer aproximativ constant, independent de turaţia motorului;

— reglaj automat şi continuu, în funcţie de necesităţi;

— asigurarea unui debit de aer suficient la mersul în gol al motorului;

— randament ridicat al sistemului de antrenare, asigurat prin pompe şi motoare hidrostatice cu pistoane axiale;

— securitate în exploatare, avînd o durată mare de funcţionare, fără întreţinere specială;

— utilizarea unui sistem comun de antrenare pentru ventilatoarele şi compresoarele de pe locomotivă.

Tehnologie

CZ 621-585.12

Puncte de vedere moderne la proiectarea şi execuţia reductoarelor de turaţie de mare putere

LEOPOLD GRUCA şi CONSTANTIN SCUTELNICU

Tehnica modernă are tendinţa de a folosi utilaje supuse unor forţe şi viteze din ce în ce mai mari, iar pe de altă parte este necesar ca subansamblurile componente, dintre care reductoarele de turaţii, care ocupă un loc de seamă, să aibă dimensiuni cît mai mici, siguranţă suficientă în exploatare şi durată de viaţă lungă. Se cer astăzi, la reductoare, construcţii compacte, deci greutăţi relativ reduse. Indiscutabil că asemenea realizări duc în final la o eficienţă economică ridicată, prin economisire de material, reducerea ancombramentului, şi la indicatori de exploatare ridicaţi.

Importanţa reductoarelor constă în faptul că reprezintă, în multe cazuri, agregate cheie pentru planul întreprinderilor, de comportarea lor în exploatare fiind legat bunul mers al producţiei respective.

Totodată trebuie să se ţină seamă că o parte a maşinilor şi utilajelor fabricate de Uzina de utilaj greu „Progresul" împreună cu reductoarele aferente, cum şi reductoarele livrate separat, sînt destinate exportului, care are din an în an o pondere crescîndă în producţia totală a uzinei.

Maşinile de danturare cu care este dotată Uzina „Progresul" Brăila sînt de construcţie modernă, în număr mare, de diferite genuri şi mărimi. Se pot astfel executa danturi cilindrice cu dinţi drepţi, simplu înclinaţi sau în V, danturi conice cu dinţi drepţi sau curbi şi danturi melcate, iar în mod normal se poate realiza pînă la 40 mm modulul şi 5 m diametrul exterior. Folosind dispozitive speciale, acest diametru poate fi mărit pînă la 6 m. Performanţele maşinilor-unelte existente în uzină pentru operaţiile anterioare danturării depăşesc sensibil valorile menţionate. De importanţă deosebită în cadrul fabricaţiei sînt reductoarele pentru liniile de ciment, proiectate şi executate în ultimii ani în ţară, cu capacităţi mărite, ajungîndu-se la 800 tf clincher pe zi. Ca exemple de astfel de reductoare se indică: 300 kW pentru cuptorul rotativ cu diametrul de 4 m şi cu lungimea de 150 m, 1 000 kW pentru moara cu bile cu diametrul de 2,6 m şi cu lungimea de 13 m, 1 600 kW pentru moara cu diametrul de 3,0 m şi cu lungimea de 14 m.

Studiul de faţă se limitează la reductoarele de mare putere, peste 200 kW, care pun cîteva probleme deosebite în comparaţie cu reductoarele de dimensiuni mici: lipsa unor maşini-unelte pentru îmbunătăţirea calităţii danturii roţilor mari, în special, maşini de şeveruit şi de rectificat; insuficienta dezvoltare a aparaturii pentru controlul complex al danturii: lipsa de utilaje adecvate pentru tratamentul termic sau termochimic; realizarea dificilă a condiţiilor de exploatare în cadrul probelor.

Reductoarele de mare putere executate pînă în prezent în Uzina „Progresul"—Brăila sînt prevăzute cu roţi dinţate cilindrice şi axe paralele; dinţii sînt de obicei în V. Se fabrică însă şi roţi cu dantură înclinată simplă. Numărul de trepte variază în funcţie de raportul de transmitere, de la 1 pînă la 3. Modulul folosit este cuprins între 5 şi 20 mm, iar diametrele roţilor ajung pînă la 2 m.

Carcasa sudată sau turnată din fontă prezintă un plan de separaţie ce coincide cu cel al axelor. Lagărele sînt fie cu rulmenţi, fie cu cuzineţi, iar ungerea ambelor tipuri se face sub presiune, folosindu-se ulei 316 cu o viscozitate de 16-18°E, la 50°C. Acelaşi ulei serveşte şi la ungerea prin presiune sau barbotaj a danturilor.

Pinionul treptei I fiind de diametru mic se execută, în general, dintr-o bucată cu axul. Pinioanele celorlalte trepte sînt, de obicei, separate şi montate prin pene pe axele lor, cu un ajustaj intermediar de clasa a 2-a de precizie. Materialul pinioanelor este în ambele variante constructive 40 MC 11 sau 34 MoCN 15. Pinioanele se îmbunătăţesc la 280 — 320 HB.

Fiecare din roțile dințate se compune dintr-un corp turnat din OT 45 și o coroană aplicată prin fretare. Materialul coroanei este oțel aliat 36 MS 12 sau 41 MoC 11. Coroana se îmbunătățește la 260 — 285 HB.

Roțile sînt montate prin pene pe axele lor din oțel OLC 45 S îmbunătățit, cu un ajustaj intermediar de clasa a 2-a de precizie.

Tabela 1

Puterea, kW	Numărul de trepte	Turația, rot/min, intrare/ieșire și raportul total de demultiplicare	Caracteristicile treptelor Z1/Z2 și modulul, mm			Construcția carcasei	Felul lagărelor	Dimensiuni de gabarit, mm	Greutate, kgf
			I	II	III				
300	3	600/5 120	20/137 7	27/125 10	32/121 14	sudată	cuzineți	4750 × 2925 × 2400	34 300
1 000	2	735/102 7,16	29/125 10	59/98 12	—	turnată Fc 20	rulmenți	3220 × 2450 × 1870	26 952
1 600	2	960/77,2 12,35	25/118 12	47/123 14	—	turnată Fc 20	rulmenți	4400 × 3200 × 2480	33 000
1 850	1	variabilă 2,0256	39/79 20	—	—	sudată	rulmenți	3570 × 2350 × 2215	24 720

În tabela 1 se precizează 4 tipuri reprezentative de reductoare fabricate în uzină cu caracteristicile lor principale.

Toate danturile din tabela 1 sînt executate în V cu un unghi de înclinare între 29 și 31°.

Procesul tehnologic actual de fabricație, stabilit în urma verificărilor practice ale mai multor variante, a fost întocmit ținîndu-se seamă de utilajul existent. Se arată în tabela 2 schema tipică a procesului tehnologic pentru prelucrarea unui arbore final compus din ax, corpul roții și două coroane dințate.

După cum reiese din schema procesului tehnologic tratamentul termic de îmbunătățire a coroanelor se aplică înaintea operației de danturare, obținîndu-se o rezistență de 95 — 110 kgf/mm^2. O rezistență mai mare ar face danturarea dificilă sau chiar imposibilă ; ea se execută cu freze-melc sau cuțite-pieptene confecționate din oțeluri speciale de scule.

Ultima finisare, cum și frezarea dinților, se execută la roțile și pinioanele asamblate pe axe. Ca suprafețe de centrare se folosesc găurile de centrare pentru strunjire și fusurile axelor pentru danturare, iar precizia de centrare, atît în direcția radială, cît și frontală, se realizează între limitele 0,02 și 0,05 mm.

Pentru frezarea danturii în V este necesar ca între cele 2 coroane să existe un spațiu suficient pentru ieșirea frezei. Mărimea acestui spațiu depinde de modulul și unghiul de înclinare a dinților, cum și de diametrul exterior și de lungimea frezei. În primă aproximație, spațiul necesar se poate lua în jurul a 7 — 10 module. Se menționează că au fost prelucrate și pinioane cu roțile lor aferente în V avînd un spațiu mai mic decît cel teoretic, în felul următor : corpul fiind compus din 2 bucăți se calează pe ax, după fretarea coroanei pe fiecare din ele, astfel ca să rămînă între coroane spațiul pentru ieșirea frezei, folosind, în acest scop, distanțiere. După frezarea danturii se scot distanțierele și se execută calarea definitivă pe ax. Precizia poziției vîrfului *V* se obține între limitele 0,5 și 1 mm.

Avînd în vedere că Uzina „Progresul" — Brăila nu are și alte mașini-unelte pentru ameliorarea calității suprafețelor flancurilor dinților frezați, este de deosebită importanță stabilirea unui regim de lucru adecvat la danturare spre a realiza, pe cît posibil, suprafețe optime.

După multe încercări și verificări practice, a fost fixat regimul de lucru precizat în tabela 3, pentru mașinile de frezat cu freze-melc de precizie obișnuită.

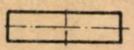
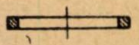
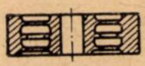
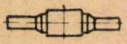
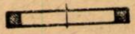
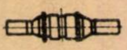
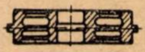
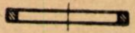
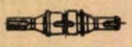
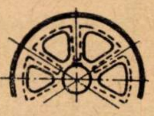
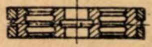
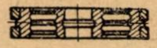
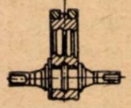
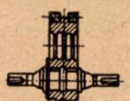
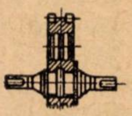
De asemenea în urma experimentării mai multor variante s-a stabilit tratamentul termic al coroanei, care este arătat în tabela 4.

Pe una din fețele frontale ale coroanei se lasă un adaos special care se taie după efectuarea întregului ciclu de tratament termic și din care se confecționează epruveta pentru încercări. În felul acesta se obțin rezultate comparative mult mai certe decît în cazul unei epruvete separate.

Experiența a arătat importanța rodajului reductoarelor pentru mărirea capacității portante a acestora. Defectarea relativ repede a reductoarelor nerodate, făcînd abstracție de urmările unor eventuale bătăi radiale și frontale sau a unor greșeli de danturare, ca de exemplu, erori de profil, înclinare, divizare, se datorește ciupiturilor provocate de calitatea flancurilor dinților frezați. Aceste ciupituri (pitting) apar și se dezvoltă uneori rapid de obicei fiind urmate de ruperea dinților.

După operația de frezare a dinților, oricît de îngrijită ar fi, rămîn asperități care, pentru suprafețele flancurilor, pot fi considerate grosolane. Prin încercarea în plină sarcină a unui astfel de angrenaj, contactul între flancurile dinților se face numai pe vîrfurile asperităților, creîndu-se astfel puncte de contact suprasolicitate care duc la pitting înainte de tocirea asperităților. Efectul rodajului se manifestă tocmai prin mărirea suprafeței de contact,

Tabela 2

Operația	Schița piesei		
	axul	corpul roții	bandajul roții
Forjare		—	
Turnare	—		—
Tratament secundar	recoacere de înmuiere 680—700°C	—	recoacere de înmuiere cu răcire dirijată
Eboșare		—	
Tratament secundar	normalizare 840 — 860°C; revenire 580—600°C.	—	normalizare 850—870°C; revenire 580—600°C; călire 830—850°C; revenire 580—600°C.
Finisare I			
Executare canal pană			—
Calare bandaje pe corp	—		
Finisare II	—		
Ajustaj	—	—	
Presarea roții pe ax			
Finisare III			
Frezare dantură			

deci prin îmbunătățirea calității flancurilor dinților. Trebuie însă precizat că prin rodaj nu se pot înlătura defectele prelucrărilor mecanice, ca bătăi etc., indicate mai sus.

Uzina „Progresul" — Brăila dispune încă de la sfîrșitul anului trecut de un stand de probe și rodaj, arătat în figura 1, echipat cu frînă hidraulică și cîntar cu pendul; variația cuplului de încărcare se obține cu ajutorul unui ventil care reglează debitul de apă ce circulă prin frînă.

Tabela 3

Felul operației	Numărul de treceri	Viteza de așchiere, m/min.	Avans circular, mm/rot	Avans radial, mm	Lichidul de răcire
Degroșare	2	10–15	0,65	20–25 la prima trecere 4–6 la a doua trecere	motorină cu 45 % ulei
Finisare	1	15–20	1–1,5	0,7–1,6	

Tabela 4

Felul tratamentului	Cînd se aplică	Temperatura, °C	Durata, h	Duritatea finală, HB
Recoacere de înmuiere cu răcire dirijată	după forjare	680–700	35	260–285
Normalizare	după degroșare	850–870	4,5	
Prima revenire		580–600	6,5	
Călire		830–850	4,5	
A doua revenire		580–600	6,5	

Deoarece domeniul de utilizare a frînei este între 500 și 1 000 rot/min, iar turația de ieșire a reductoarelor este mult inferioară chiar limitei minime a turației frînei, nu se poate roda un singur reductor, cuplînd frîna cu axul lui de ieșire. Cu acest ax trebuie cuplat axul de ieșire al unui al doilea reductor, servind ca multiplicator; pe axul de intrare a acestuia se cuplează frîna. Figura 1 indică montajul care asigură rodarea simultană a două reductoare. Ungerea în timpul rodajului se face cu instalația de ungere proprie a reductoarelor.

Foarte importantă este stabilirea unui regim de rodaj cît mai eficient. Spre exemplificare se dă în figura 2 regimul de rodaj pentru reductorul de 1 600 kW, la care s-a ajuns după o serie de încercări practice. Ambele variante cuprind fiecare o durată totală de rodaj de 170 h, iar turația nominală a motorului electric folosit este de 1 000 rot/min, ca și a motorului în exploatare. Înainte de a încărca reductorul conform diagramei este lăsat să meargă în gol timp de circa 24 h.

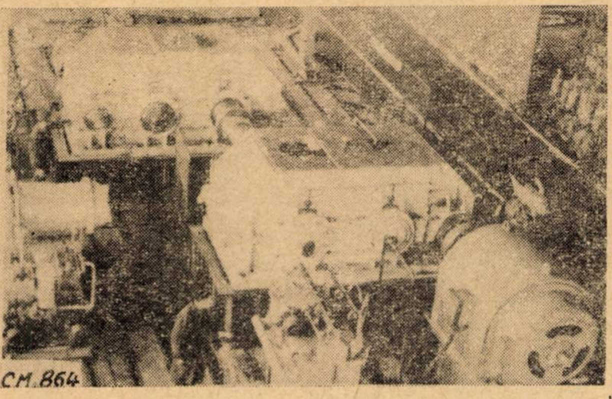


Fig. 1

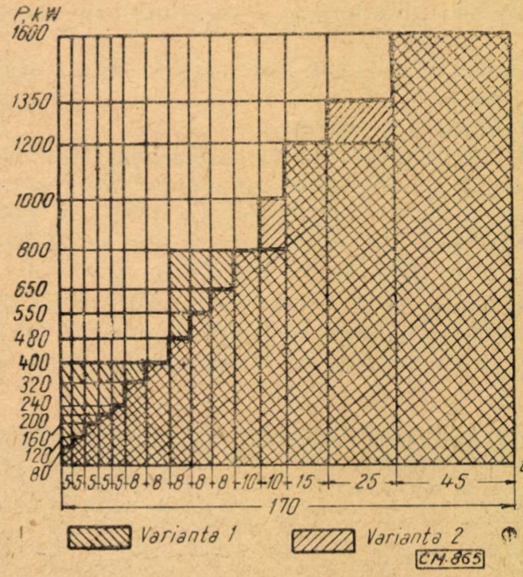


Fig. 2

Rodajul după prima variantă nu este satisfăcător, întrucît trecerea de la o treaptă de putere la o altă treaptă prezintă salturi prea mari, ceea ce nu asigură tocirea asperităților flancurilor dinților în măsura necesară, pentru evitarea formării pittingului. Varianta a 2-a, indicată în figură cu linii groase, este cea optimă.

Trecerea de la o treaptă la alta este, în special, la puteri joase mult mai lină, ceea ce dă fiecărei trepte timpul suficient pentru formarea unei suprafețe de contact capabilă să preia sarcina moderat mărită a treptei următoare. În acest fel se constată la sfîrșitul rodajului o îmbunătățire apreciabilă a suprafeței flancurilor care pierde urmele de prelucrare mecanică. Pata de contact a angrenajelor devine mai uniformă și se întinde aproape pe întreaga lățime a dinților.

Comportarea reductoarelor de mare putere fabricate în uzină a fost urmărită, îndeaproape, mai ales în ultimii trei ani. Unele au dat rezultate satisfăcătoare, altele au lăsat însă de dorit, producîndu-se la suprafața flancurilor dinților deteriorări prin strivire, gripare, ciupire, ceea ce a dus la ruperi de dinți sau la o durată prea scurtă de funcționare a angrenajelor respective.

O parte a acestor defecțiuni se datorește exploatării necorespunzătoare:

— exploatare în plină sarcină fără rodaj suficient sau pornire bruscă în sarcină, aspect ce trebuie evitat și la un reductor rodat;

— folosirea unui ulei necorespunzător;

— nerespectarea regulilor de ungere, ca: nivelul de ulei, schimbarea lui din timp, spălarea carcasei înainte de umplere, puritatea uleiului;

— nelurea de măsuri la apariţia unor fenomene anormale, cum ar fi zgomotele suspecte, defectuoasa funcţionare a sistemului de ungere etc.;

— neverificarea periodică preventivă a stării danturilor;

— montarea incorectă.

Mai importante pentru fabricaţie sînt însă cauzele care ţin de proiectarea şi execuţia reductoarelor. Efectul distrugător l-a avut, în general, pittingul dezvoltat care a dus la ruperea dinţilor, în special, a capetelor acestora.

În figurile 3,4 şi 5 se arată dantura defectată de la trei reductoare de 1 600 kW, care nu au fost supuse în prealabil unui rodaj eficient cu sarcină progresivă, uzina nedispunînd încă de ştandul menţionat.

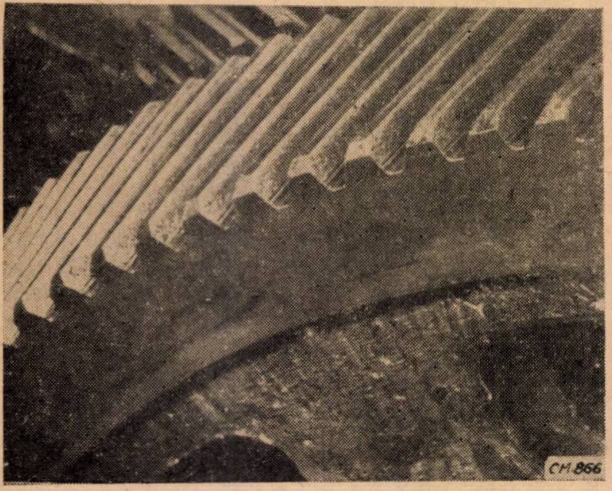


Fig. 3

Coroana finală din figura 3 prezintă un pitting destul de dezvoltat, care încă nu a dus la rupere spre deosebire de figura 4 unde se vede un dinte rupt la capăt, ceea ce a provocat probabil şi distrugerea din mijlocul danturii. Din figura 5 se poate deduce că printre cauzele ruperilor de dinţi se numără, pe lîngă pittingul avansat, şi erorile de paralelism al axelor, ceea ce a implicat, în acest caz, suprasolicitarea dinţilor la capătul exterior.

Spre edificare asupra comportării se prezintă în continuare durata de funcţionare a unor tipuri de reductoare:

— reductoarele de 360, 600 şi 800 kW, realizate pentru export în anii 1959 — 1960, funcţionează şi în prezent;

— reductoarele de 300 kW pentru cuptoarele de clincher din ţară au pînă în prezent 14 000 h de funcţionare, iar flancurile dinţilor prezintă pitting mai mult sau mai puţin dezvoltat, fără a se produce însă fisurări sau ruperi de dinţi; se consideră că apariţia acestor defecţiuni se datoreşte unor procedee tehnologice de execuţie şi montaj învechite, cum şi neefectuării unui rodaj în sarcină progresivă.

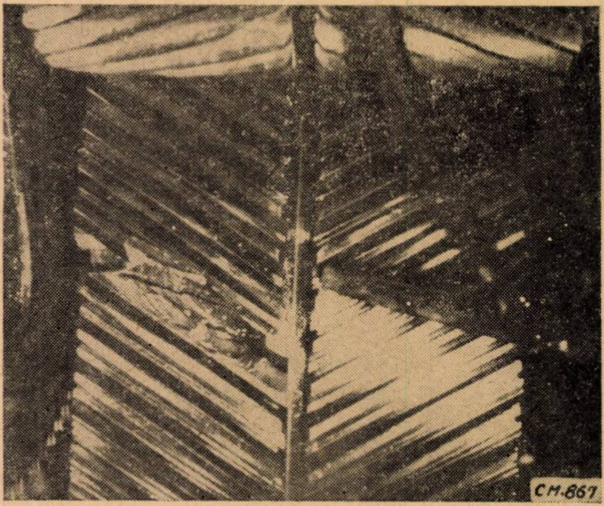


Fig. 4

Instructive, deşi nu în totalitatea lor concludente din cauza timpului de funcţionare limitat, sînt rezultatele obţinute cu reductoarele de 1 000 kW, executate în trei variante pentru aceleaşi turaţii de intrare şi ieşire, indicate în tabela 1.

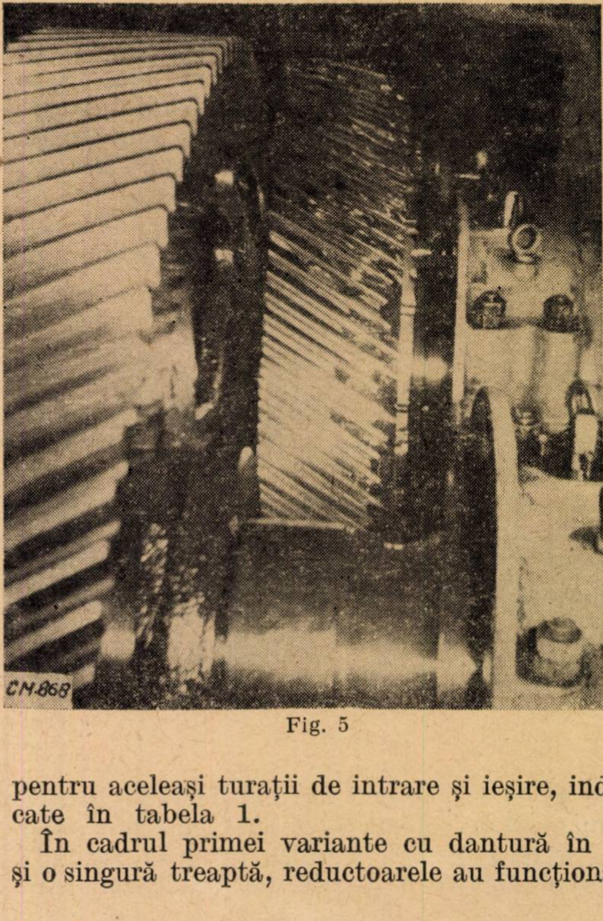


Fig. 5

În cadrul primei variante cu dantură în V şi o singură treaptă, reductoarele au funcţionat între 1 700 și 9 000 h, fiind scoase din funcțiune prin ruperea dinților. Distrugerea rapidă se datorește, pe lîngă subdimensionarea danturii, unor defecte de execuție și neefectuării unui rodaj corespunzător.

La a doua variantă cu dantură simplă înclinată și tot cu o singură treaptă, reductoarele au funcționat 6 500 h, flancurile dinților prezentînd numai pitting în stare nāscîndă, care a apărut după un rodaj de 150 — 200 h pe circa 10% din lățimea danturii și care ulterior a stagnat. Rezultatele superioare față de prima variantă se datoresc mai puțin măririi capacității (numai 10%), cît în special aplicării tehnologiei îmbunătățite, rodajului în sarcină progresivă timp de 250 h și, probabil, înlocuirii danturii în V.

În varianta a treia cu dantura în V și două trepte, reductoarele au funcționat pînă în prezent 2 500 h și nu prezintă nici un fel de uzură sau deteriorări ale flancurilor dinților. Se presupune că aceasta se datorește, pe lîngă rodajul corespunzător și tehnologiei de execuție îmbunătățite, și măririi numărului de trepte, primele două variante folosind un raport de transmitere la limită.

Tendința modernă de a produce reductoare compacte și deci relativ ușoare, capabile să transmită puteri mari la turațiile necesare, se realizează prin mărirea capacității portante. În acest scop se aplică, în general, diferite procedee care pot fi sistematizate astfel:

— măsuri constructive și de montaj pentru a se asigura un contact uniform pe întreaga lățime a danturii;

— eliminarea șocurilor transmise de la mașina acționată la reductor prin folosirea unor cuplaje corespunzătoare;

— utilizarea unor uleiuri de ungere cu aditivi pe bază de cloriți sau sulfiți;

— durificarea suprafeței flancurilor prin călire electrică, cementare, nitrurare etc;

— mărirea preciziei danturii și a gradului de netezime a suprafeței flancurilor, prin ševeruire sau rectificare;

— acoperirea flancurilor dinților cu un strat foarte subțire de cupru, cadmiu etc.

Problema centrală în modernizarea reductoarelor constă în durificarea suprafeței flancurilor. Aceasta implică, în special, la roțile dințate mari care au suferit deformări apreciabile în funcție de metoda de durificare aplicată, și rectificarea flancurilor.

Este cunoscut că părțile unei piese, care sînt mult solicitate la suprafață, se fac de obicei rezistente la uzură prin călire și rectificare. Asemenea procedee nu se folosesc pentru roțile de mărimea celor din reductoarele menționate, deși suprafețele flancurilor acestora sînt supuse unor presiuni de contact considerabile, iar viteza de alunecare variază ca direcție și mărime. Aceasta se datorește, în primul rînd, lipsei utilajului adecvat. Din același motiv principal, călirea și rectificarea roților mari sînt încă limitate, în general, și în străinătate.

În prezent se fabrică diferite tipuri de mașini de rectificat roți mari. De exemplu, un model fabricat de firma MAAG, rectifică dantura roților pînă la diametrul de 3,6 m cu o precizie de ordinul micronilor. Mașina poate produce în mod automat corijări de 0,05 — 0,08 la vîrful și rădăcina dintelui. Totodată se poate rectifica dintele în plan longitudinal în formă de butoiaș, ceea ce face ca la mersul în gol dintele să fie în contact numai la mijloc, pe cînd în sarcină, aceasta să se repartizeze mai uniform decît la dantura obișnuită, datorită solicitării de contact, răsucirii dinților și deformării arborilor.

Rectificarea este necesară pentru eliminarea deformațiilor survenite în timpul călirii putînd fi însă utilă și în stadiul actual al fabricației prin aplicarea rectificării la roțile necălite însă îmbunătățite la o duritate care mai permite frezarea danturii. În acest caz, pe lîngă obținerea unei calități superioare a suprafeței flancurilor, se mai pot realiza și corijările menționate, eliminîndu-se sau cel puțin ameliorîndu-se erorile survenite din diferite cauze în cursul procesului de danturare, erori care nu pot fi îndepărtate prin rodaj.

Metoda cea mai eficientă pentru mărirea capacității portante a danturii este cementarea. Dacă cementarea are încă un domeniu de aplicare oarecum restrîns la roțile mari, chiar la unele uzine care au mașini de rectificat corespunzătoare, aceasta se explică prin înalta specializare ce o necesită, pentru a se obține rezultate optime. Greutăți provoacă, în special, deformările mari datorită temperaturilor înalte.

În cele ce urmează se precizează pe scurt eficiența cementării față de alte metode.

În general, un dinte este solicitat la încovoiere și supus uzurii pe suprafața flancurilor. Deteriorările suprafeței se manifestă prin striviri, gripări și, în special, prin pitting, iar pentru calculul de încovoiere trebuie considerată secțiunea dintelui la racordarea flancurilor cu fundul, care este cea mai periculoasă.

Solicitarea la suprafața S, în kg/mm² calculată după formula clasică (Hertz) este $S = f\sqrt{P}$, unde P reprezintă sarcina dintelui în kgf pe 1 mm lățime. Prin încercări ingenioase, îndeosebi ale lui Beliaiev, s-a demonstrat că pittingul se datorește unor tensiuni de forfecare cauzate de presiunea de contact, tensiuni ce iau naștere la adîncimi mici de la suprafață și care duc la dislocarea unor particule de material, putîndu-se stabili că tensiunea maximă de forfecare este $Sc = 0{,}3\,S$ și că adîncimea la care se produce este $f = 0{,}8a$; a reprezintă jumătatea lățimii fîșiei de contact la doi dinți în angrenare. Tensiunea Sc fiind deci proporțională cu tensiunea S care, la rîndul ei, este proporțională cu duritatea și, după formula lui Hertz, cu rădăcina sarcinii dintelui pe 1 mm lățime, rezultă că această sarcină variază cu pătratul durității de suprafață. Comparînd spre exemplificare două roți dimensional identice, una necălită din oțel slab aliat de 70 kg/cm^2, 220 HB și cealaltă din oțel aliat cementat de 56 Rockwell C, 578 HB, reiese că roata cementată poate fi încărcată de 578 : 220 = 6,9 mai mult decît cea necălită, aceasta din punctul de vedere al solicitării la suprafață.

Pentru calculul la încovoiere trebuie analizate solicitările maxime ce apar la încărcarea dintelui, în secțiunea periculoasă a acestuia. Ele se află la extremitățile secțiunii și sînt egale valoric, după cum se vede din figura 6 b. Întrucît solicitarea dintelui se produce însă după un ciclu pulsator, el trebuie calculat cu tensiunile de durată admisibile care diferă mult la același oțel, pentru tracțiune și compresiune, materialul suportînd la durată mai bine tensiunea de compresiune decît cea de tracțiune. Aceasta se confirmă în practică prin constatarea că la un dinte necălit la suprafață, ruptura lui pornește de la extremitatea zonei de tracțiune.

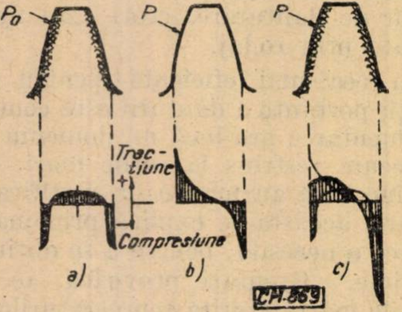


Fig. 6

Rezultă utilitatea micșorării solicitării de tracțiune, eventual, în favoarea solicitării de compresiune care este mai puțin periculoasă. Aceasta se poate realiza prin călirea superficială a dintelui, mai ales prin cementare. La un asemenea dinte se nasc la călire tensiuni remanente, a căror repartizare pe secțiune este arătată în mod principial în figura 6 a. Sub sarcină, aceste tensiuni se combină cu cele din figura 6 b, rezultînd tensiunile active din figura 6 c, unde tensiunea de tracțiune este cu mult mai mică decît în cazul dintelui necălit. Reiese, în mod logic, că nu este de recomandat să se rectifice și fundul dintelui, spre a nu micșora grosimea stratului dur tocmai în secțiunea periculoasă a dintelui.

Eficiența metodei de cementare, față de alte procedee, se explică prin stratul dur mai gros și mai regulat care merge la module mai mari pînă la 2 mm și chiar mai mult; prin rectificarea flancurilor se scade circa 0,3 mm. Grosimea de cementare, pe lîngă efectul favorabil în ce privește rezistența la încovoiere, mai prezintă avantajul că tensiunea maximă de forfecare ce poate duce la pitting se află în interiorul stratului dur.

Metodele de călire dinte cu dinte, cum ar fi cu flacără sau prin curent de inducție, produc adeseori un strat dur, neregulat, care de obicei nu cuprinde de loc, sau numai parțial, tocmai secțiunea periculoasă a dintelui. În figura 7 apare pentru comparație repartizarea rezistenței efective la oboseală. Pe cînd la dintele cementat rezistența maximă coincide cu regiunea de solicitare maximă, la călirea dinte cu dinte tocmai acestei regiuni îi poate reveni rezistența minimă. În figura 8 apar tensiunile active sub sarcină la un dinte necălit, un alt dinte călit cu flacără și un al treilea, cementat călit. Deplasarea avantajoasă a tensiunilor în ultimul caz este evidentă.

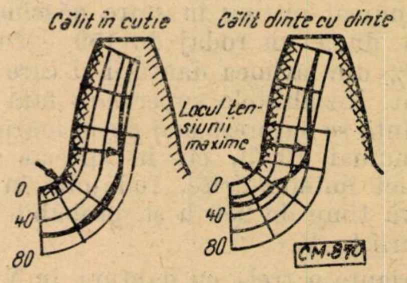


Fig. 7

Încercările la oboseală făcute în ultimul timp în străinătate cu utilaje special construite, care supun simultan doi dinți opuși ai unei roți unei sarcini pulsatorii, au confirmat din plin considerentele expuse.

Dintre tratamentele termochimice, nitrurarea obișnuită prezintă marele dezavantaj că produce grosimi dure prea mici. În ultimii ani se utilizează însă din ce în ce mai mult așa-zisa nitrurare moale care asigură la suprafață un strat foarte dur de 10 ÷ 12 μm și dedesubt un strat relativ dur de peste 1 mm. În acest fel solicitarea maximă de forfecare care apare în cazurile normale la adîncimi de 0,4 ÷ 0,8 mm,

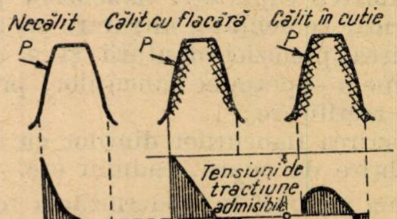

Necălit
Călit cu flacără
Călit în cutie
P
P
P
Tensiuni de tracțiune admisibile
Tensiuni de compresiune admisibile
CM871

Fig. 8

aflîndu-se încă în zona relativ dură, mărește rezistența de contact de circa 3 ori. Operația constă în încălzirea piesei la 570°C într-o baie de cianat de potasiu timp de 100 ÷ 120 min, la această temperatură producîndu-se deformări mult mai mici decît la cementare, fapt ce simplifică procedeul.

Un mijloc modern și de mare eficiență pentru mărirea durabilității reductoarelor constă în introducerea în lubrifianți a unor anumite adaosuri. Efectul lor se bazează pe faptul că în zonele de contact ele formează compuși chimici de metale care frînează pittingul, cum s-a demonstrat, de exemplu, experimental la uleiurile cu adaosuri de cloriți.

La asamblarea coroanelor prin fretare, la roțile mari de turație ridicată, trebuie să se țină seamă de forțele centrifuge însemnate ce apar. Aceasta implică o oarecare nesiguranță. Spre a o elimina, se procedează în unele cazuri la sudarea coroanei pe butuc, după o preîncălzire uniformă, de preferință, prin inducția pieselor de sudat. La oțeluri greu sudabile se înlocuiește uneori fretarea prin înșurubare.

Se poartă discuții în jurul înlocuirii danturii în V cu dantura simplă înclinată, care are dezavantajul că necesită lagăre pentru preluarea forțelor axiale. În schimb însă, consumă mai puțin material și angrenarea se poate pune mai ușor la punct prin reglarea lagărelor, ceea ce reduce efectul diferenței mici, dar inevitabile, dintre unghiul de înclinare al pinionului și cel al roții. Multe uzine au înlocuit cu mult succes dantura în V cu dantura simplă înclinată, reducînd astfel greutatea angrenajelor respective pînă la jumătate. Experiența Uzinelor „Progresul" a arătat că repartizarea sarcinii pe ambele laturi ale V-ului nu este egală; în unele cazuri, excepționale aproape, întreaga sarcină a fost suportată numai de o singură latură. Rezultatele obținute cu dantura simplă înclinată la reductorul de 1 000 kW, deși nu sînt încă absolut concludente, par a da cîștig de cauză danturii simple înclinate.

Din cele prezentate rezultă că Uzinele „Progresul" Brăila au făcut, mai ales în ultimul timp, progrese apreciabile în fabricarea reductoarelor de mare putere. Ele se referă, în special, la îmbunătățirea tehnologiei de execuție și montaj, la depistarea defectelor pe standul de probe, cum și la rodajul în sarcină progresivă al reductoarelor.

Preocupările uzinei în această direcție, continuă. Astfel, în momentul de față se găsește în curs de execuție o mașină de călit superficial roți dințate prin curent de inducție de 800 Hz. Se vor putea căli pinioane sau roți cu diametrul de 250 — 2 600 mm și pînă la 800 mm lățime, avînd un unghi de înclinare maxim de 35° și un modul de 8 — 50 mm. Totodată urmează să se perfecționeze utilajul pentru călirea cu flacără. Acesta nu a dat rezultate la un angrenaj experimental de 1 000 kW, dinții rupîndu-se mai întîi la pinion și apoi la roată, după cîteva sute de ore de funcționare. Distrugerea se mai poate explica, parțial, și prin nerectificarea danturii, asperitățile din prelucrare devenind mai dăunătoare decît în cazul danturii necălite.

Se consideră de reală utilitate procurarea unei mașini moderne de rectificat dantura, necesară în cazul călirii, chiar parțial, a roților dințate.

Documentare

Studiul turbulenţei aerului în camerele de ardere ale motoarelor Diesel cu injecţie directă. B. N. Davîdkov. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 7, 1964.

În anul 1963, la Institutul ştiinţific pentru automobile şi tractoare (NATI), s-au efectuat cercetări privind turbulenţa aerului în camere de ardere de diferite forme ale motoarelor Diesel cu injecţie directă. Pentru măsurarea vitezei aerului s-a utilizat metoda elaborată la Catedra de motoare cu ardere internă de la Institutul Bauman. Această metodă se bazează pe ionizarea fluxului de aer care trece pe lîngă două eclatoare între care se produce o scînteie electrică de scurtă durată. Momentul descărcării este marcat prin devierea spotului unui oscilograf catodic; acelaşi efect îl are semnalul apărut la receptorul de ioni, plasat la o anumită distanţă de eclatoare. Cu ajutorul acestei distanţe şi al timpului dintre cele două devieri se determină viteza aerului.

Cercetările au fost executate pe un monocilindru cu dimensiunile fundamentale de 120 × 120 mm, cuplat cu un electromotor. Într-o primă etapă s-a studiat turbulenţa creată prin antrenarea aerului în mişcarea de rotaţie în jurul axei cilindrului în timpul admisiunii. Mişcarea de rotaţie a fost obţinută datorită realizării canalului de admisiune tangenţial, turtit, avînd secţiunea minimă egală cu aproximativ jumătate din secţiunea controlată de supapa complet deschisă.

Pentru studierea dependenţei vitezei de rotaţie a încărcăturii faţă de raportul dintre diametrul camerei de ardere şi diametrul cilindrului au fost încercate 5 camere cilindrice, dispuse central în piston, cu menţinerea constantă a spaţiului de deasupra pistonului şi a raportului de compresiune (tabela 1).

Tabela 1

Numărul camerei	Dimensiunile camerei, mm		Raportul dintre diametrul camerei şi diametrul cilindrului
	diametru	înălţime	
1	120	9,2	1,00
2	100	11,5	0,83
3	72	21,0	0,60
4	56	36,0	0,47
5	44	56,0	0,37

Eclatoarele şi receptorul au fost montate în chiulasă, distanţa dintre ele fiind de 14 mm. S-au măsurat vitezele tangenţiale într-un plan situat, faţă de suprafaţa chiulasei, la o distanţă egală cu jumătate din înălţimea camerei.

Viteza tangenţială maximă a aerului pe peretele camerei nr. 3, de exemplu, a fost înregistrată în momentul în care pistonul s-a aflat la 20° înainte de punctul mort superior (~ 39 m/s la turaţia de 1 500 rot/min); înainte şi după această poziţie, viteza a acuzat scăderi rapide. Aluri similare au fost constatate şi la celelalte camere de ardere.

Compararea vitezelor tangenţiale în funcţie de raza camerei a arătat că, la sfîrşitul cursei de compresiune, cîmpul de viteze este asemănător cu cel al vitezei corpurilor solide cu mişcare de rotaţie. La micşorarea diametrului camerei de ardere viteza unghiulară a aerului acuză o mărire aproximativ invers proporţională. În regimurile utilizate (600—800 rot/min), viteza de rotaţie a aerului în cameră a fost proporţională cu turaţia motorului.

Pentru studiul turbulenţei create în procesul de comprimare-destindere s-au utilizat camere de ardere plasate în chiulase speciale, care nu au fost prevăzute cu organe de distribuţie. În vederea compensării pierderilor prin segmenţi s-a introdus un canal de alimentare automată cu resort slab. Ca locuri de măsurare a vitezelor au fost alese fundul camerei şi muchia acesteia, în zona în care la motoarele cu astfel de camere este injectat combustibilul (fig. 1).

La fundul camerei s-a înregistrat o creştere rapidă a vitezei aerului, în timp ce pistonul s-a deplasat spre p.m.s., atingînd maximul la 20° înainte de acesta (~28 m/s la 1 500 rot/min); după această poziţie, viteza a rămas, practic, constantă pînă la p.m.s., în continuare acuzînd o scădere rapidă. La muchia camerei, variaţia s-a menţinut crescătoare şi după p.m.s. datorită scurgerii aerului din cameră spre muchie, maximul fiind atins la circa 20° după p.m.s. (~47 m/s la 1 500 rot/min).

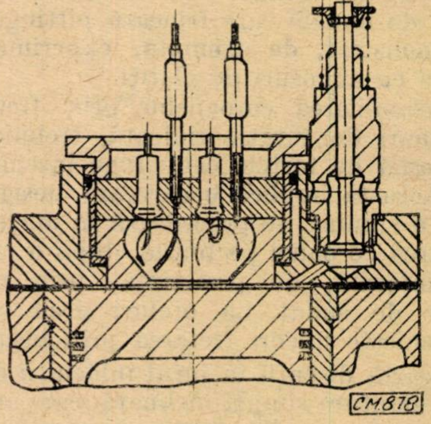


Fig. 1

Valoarea maximă a vitezei aerului, înregistrată la muchia camerei de ardere plasată în chiulasă (tip ŢNIDI), a fost atinsă în camera de ardere plasată în piston avînd diametrul egal cu 0,4 din diametrul cilindrului, iar înălţimea de 1,5 ori mai mare decît înălţimea camerei plasate în chiulasă. De aici rezultă că soluţia ŢNIDI este mai avantajoasă, ducînd la obţinerea unor mase în mişcare mai reduse. În plus, intensificarea turbulenţei la începutul cursei de destindere favorizează buna primire a amestecului în faza principală de ardere. De asemenea, deoarece la utilizarea camerei plasate în chiulasă nu este necesară turbionarea aerului la admisiune, este posibil să se adopte o soluţie simplă de admisiune printr-un canal care să asigure rezistenţe dinamice minime.

Tractorul MTZ-52 cu patru roţi motoare. V. V. Voitikov. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 6, 1964.

La uzinele de tractoare din Minsk s-a realizat modernizarea tractorului cu patru roţi motoare Bielorus MTZ-7 prin adaptarea unei noi punţi din faţă, utilizate şi la tractorul universal MTZ-50 de fabricaţie mai recentă. Noul agregat a primit marca MTZ-52.

Noua punte are greutatea şi gabaritul mai reduse şi este mai ridicată datorită înzestrării cu reductoare conice la roţi (fig. 1).

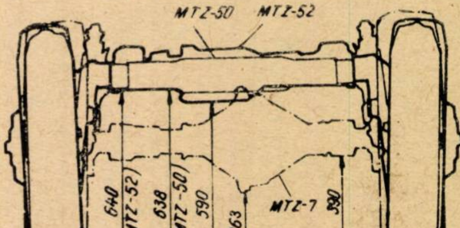


Fig. 1

Datorită legăturii telescopice dintre reductoare şi carcasa punţii este posibilă varierea ecartamentului între 1 200 şi 1 800 mm. Prin mărirea unghiului de rotaţie a roţilor din faţă, raza de rotaţie a tractorului MTZ-52 s-a micşorat la 3,3—3,6 m, faţă de 4,8 m la tractorul MTZ-7.

Acţionarea punţii din faţă este realizată de axul secundar al cutiei de viteze, asigurîndu-se astfel sincronizarea mişcării celor patru roţi ale tractorului în toate treptele de viteză.

Reductoarele de roată (fig. 2) sînt compuse din două corpuri (superior, la ax şi inferior, la roată), fiecare cuprinzînd o pereche de roţi dinţate conice.

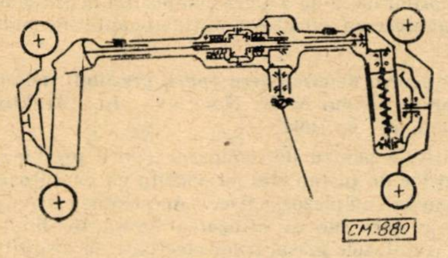


Fig. 2

Transmiterea sarcinii între cele două corpuri este realizată printr-un cuplaj mobil canelat, care face legătura dintre pinionul conducător al corpului inferior şi pinionul condus al corpului superior; acesta se sprijină pe cel inferior prin intermediul unui arc spiral. Prin acest sistem se asigură suspensia independentă a fiecărei roţi. Orificiul din pinionul conducător al corpului inferior este gîtuit la partea de jos, soluţia servind la amortizarea deplasărilor sistemului; uleiul pătrunde sub presiune din cavitatea pinionului între caneluri. Spre deosebire de sistemele cardanice utilizate la alte tractoare, sistemul cu reductor de roată nu limitează unghiul de rotaţie a acesteia, prezentînd totodată simplitate constructivă.

Între roţi este plasat diferenţialul de construcţie specială, cu autoblocare, avînd raportul de transmitere 3,15. El cuprinde două bolţuri separate, care înlocuiesc crucea utilizată la tipurile obişnuite de diferenţiale, fiecare cu cîte doi sateliţi. În funcţionare, cele două bolţuri, împreună cu sateliţii, se deplasează axial, provocînd presarea unor discuri de fricţiune aflate în centrul diferenţialului. Prin intermediul acestora, cuplul motor este transmis la semiaxele punţii. Dacă tractorul se deplasează în linie dreaptă în aceleaşi condiţii de aderenţă a ambelor roţi, între suprafeţele discurilor de fricţiune nu apare o alunecare relativă şi cuplul este transmis la roţi ca şi în cazul diferenţialelor obişnuite. Dacă una dintre roţi traversează o porţiune alunecoasă a terenului, patinarea sa provoacă o alunecare relativă între discurile de fricţiune. Cuplul la roata aflată în porţiunea alunecoasă este:

$$M_1 = G \varphi r,$$

în care:

G este greutatea aderentă;
φ — coeficientul de alunecare a roţii;
r — raza de rostogolire,

iar cuplul la cealaltă roată:

$$M_2 = \frac{M_1}{\eta_d} = k M_1,$$

în care:

η_d este randamentul diferenţialului;
k — coeficientul de blocare.

Faţă de diferenţialele obişnuite, la care cuplul total pe punte este în această situaţie:

$$M_t = 2\ M_1,$$

diferenţialul cu autoblocare permite transmiterea unui cuplu superior:

$$M_t' = M_1 + M_2 = M_1\ (1 + k) > M_t.$$

În bilanţul de tracţiune al tractorului MTZ-52, cota parte a punţii motoare din faţă reprezintă 20,8—28,5 %.

Greutatea de exploatare a tractorului MTZ-52 este mai mică decît cea a tractorului MTZ-50. Compararea acestor două tipuri a arătat că tractorul MTZ-52 are caracteristici de tracţiune superioare. Astfel, puterea maximă la cîrlig este mai mare cu 28 % pe miriştc şi cu 31 % pe cîmp pregătit pentru semănat. În aceste condiţii de putere şi de sol, forţa la cîrlig este mai mare cu 17, respectiv 27,6 %, consumul specific de combustibil mai mic cu 10, respectiv 16 %, iar randamentul roţilor mai mare cu 21,75, respectiv 23,75 %. Noul produs MTZ-52 poate fi considerat ca model de bază al tractoarelor din clasa 1,4 t.

Metodica încercărilor la detonaţie a motoarelor şi benzinelor de automobil. D. M. Aronov, L. V. Maliavinski, I. A. Traktovenko, şi B. P. Kiţki. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 4, 1964.

Determinarea celor două cifre octanice prin metodele „motor" şi „cercetare" valabile pentru un motor monocilindric, în condiţii de laborator prezintă dezavantajul de a nu permite precizarea calităţilor antidetonante efective ale benzinelor la utilizarea în motoarele de automobil. Această situaţie a dus la necesitatea creării unei metodici unice de încercări la detonaţie, care să permită aprecierea unitară a calităţilor antidetonante ale motoarelor şi benzinelor.

Pentru rezolvarea acestor probleme a fost elaborată, pe baza unor lucrări comune ale NAMI, VNIIPP şi NIIAT, metodica încercărilor la detonaţie a motoarelor şi benzinelor pe stand şi în condiţii de drum, care ulterior a fost standardizată (GOST 10373-63).

Standardul „Metodele încercărilor la detonaţie" include: metoda încercărilor la detonaţie pe stand şi metoda încercărilor de drum la detonaţie a motoarelor şi benzinelor de automobil. Practica utilizării acestor metode arată că rezultatele obţinute în încercările pe stand şi în condiţii de drum sînt apropiate. Trebuie avut în vedere că încercările pe stand permit caracterizarea mai precisă a calităţilor antidetonante ale motoarelor şi benzinelor decît încercările de drum. Totuşi, acestea din urmă sînt mai simple şi pot fi folosite în acele cazuri cînd tematica încercărilor este limitată.

Esenţa metodei încercărilor la detonaţie pe stand a motoarelor constă în stabilirea variaţiei puterii şi consumului specific de combustibil în funcţie de unghiul de avans la declanşarea scînteii, la diferite turaţii cu deschiderea completă a obturatorului, fixîndu-se unghiurile de avans care determină apariţia detonaţiei amestecurilor de combustibil etalon cu diferite cifre octanice. Pe baza rezultatelor încercărilor se stabilesc cerinţele antidetonante ale motorului la diferitele turaţii corespunzătoare cifrei octanice a amestecului etalon care asigură realizarea puterii maxime şi a consumului specific minim de combustibil la funcţionarea motorului în regim incipient de detonaţie. Rezultatele încercărilor se concretizează sub forma unor caracteristici de detonaţie primare (fig. 1, partea superioară: *1* — unghiurile optime de avans la scînteie; *2* — combustibilul încercat; *3* — aprecierea cerinţelor motorului; *4* — cifra octanică efectivă a combustibilului; *5* — combustibili etalon cu cifrele octanice „motor" de la 50 pînă la 100), peste care se suprapune curba *1* a unghiurilor de avans

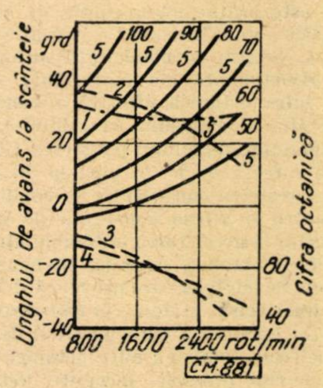


Fig. 1

optim, care asigură obținerea puterilor maxime. Punctele de intersecție a acestei curbe cu caracteristicile de detonație a amestecurilor etalon determină cifrele octanice ale benzinei necesare fiecărui regim de turație pentru unghiul de avans optim la declanșarea scînteii, cu condiția ca motorul să funcționeze în regim incipient de detonație.

În partea inferioară a figurii 1 este arătată curba rezultantă *3* a cerințelor antidetonante ale motorului, construită prin interpolarea datelor experimentale.

Pentru aprecierea cifrelor octanice efective ale combustibilului studiat, peste caracteristicile primare de detonație se trasează curba *2* a unghiurilor de avans la scînteie, obținute la funcționarea cu combustibilul respectiv în regim incipient de detonație.

Caracteristica la detonație rezultantă *4* a benzinei, care arată variația cifrelor octanice efective în funcție de turație, este construită tot prin interpolarea datelor experimentale.

Obținerea concomitentă a caracteristicilor la detonație a motorului și benzinei în cifre octanice, considerate pentru combustibili etalon, permite compararea lor și asigurarea unei corespondențe reciproce.

Esența metodei încercărilor de drum la detonație constă în determinarea variației dinamicii și economicității automobilului în funcție de reglajul inițial al avansului la scînteie, corespunzător cifrei octanice a amestecului etalon, pentru care începe detonația la accelerarea automobilului. Pe baza rezultatelor încercărilor se stabilesc cerințele antidetonante ale automobilului, apreciate prin cifra octanică corespunzătoare a amestecului etalon care asigură obținerea dinamicii și economicității optime a automobilului la funcționarea motorului în faza incipientă de detonație.

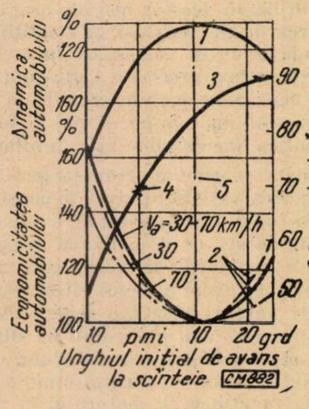


Fig. 2

În figura 2 este arătat un exemplu de caracteristică de drum la detonație a unui turism (*1* — variația dinamicii automobilului; *2* — variația economicității automobilului; *3* — — cerințele antidetonante ale motorului; *4* — punctul ce caracterizează cifra octanică efectivă a benzinei încercate; *5* — reglajul optim al avansului la scînteie), fiind indicate variația dinamicii automobilului (creșterea timpului de accelerare în priză directă de la 30 pînă la 70 km/h), variația economicității (creșterea consumului de combustibil raportat la 100 km pentru o viteză constantă de deplasare de 30 și 70 km/h, cum și la accelerarea automobilului de la 30 pînă la 70 km/h), cifrele octanice necesare ale benzinei (unghiurile inițiale de avans la scînteie, care provoacă detonația la funcționarea cu amestecuri etalon caracterizate prin diferite cifre octanice) și aprecierea caracteristicii de drum la detonație a benzinei comerciale cu cifra octanică 70 (unghiul de avans la scînteie care provoacă începutul detonației la funcționarea cu această benzină).

Se vede deci că esența metodei încercărilor la detonație a benzinelor de automobil în condiții de drum constă, ca și în cazul încercărilor pe stand, în alegerea unui amestec etalon echivalent, care provoacă începutul detonației la aceleași regimuri și reglaje ale unghiurilor de avans la scînteie la care începe să detoneze și benzina încercată.

Ca rezultat al încercărilor efectuate după această metodă se pot determina următoarele:

1. calitățile antidetonante ale benzinei exprimate în cifre octanice „motor", necesare motorului de automobil dat;
2. reglajul avansului la scînteie și caracteristica automatului de avans la scînteie cu care este echipat motorul care folosește o anumită benzină;
3. înrăutățirea indicilor de putere și economici, modificarea dinamicii și economicității automobilului la funcționarea cu benzine avînd calități antidetonante inferioare;
4. calitățile antidetonante efective ale benzinelor de automobil și posibilitatea de a alege compoziția benzinelor care să asigure satisfacerea cerințelor antidetonante ale motoarelor.

Dispozitiv pentru determinarea epurii presiunii radiale a segmenților de piston. S. K. Nosov. În: Traktori i selhozmașinî, nr. 6, 1964.

Dispozitivele pentru determinarea epurii presiunii radiale a segmenților de piston sînt prevăzute cu captatoare mecanice, hidraulice sau piezoelectrice. Aceste dispozitive au unele dezavantaje, care fac ca utilizarea lor să fie limitată. De exemplu, rezultatele măsurărilor efectuate cu dispozitivele cu captator hidraulic prezintă erori datorită imperfecțiunii ajustării segmentului în cilindru; dispozitivele cu captator piezoelectric au o schemă complicată, oferind o precizie de lucru destul de mică, din cauza frecărilor în elementele componente și a existenței jocurilor. Ca un dezavantaj general al acestor dispozitive trebuie amintit faptul că nu pot fi utilizate pentru o gamă largă de dimensiuni ale segmenților, ceea ce ridică dificultăți însemnate în condiții de specializare a producției.

În vederea evitării acestor neajunsuri, la Institutul politehnic din Odesa s-a realizat un nou dispozitiv prezentat în figura 1.

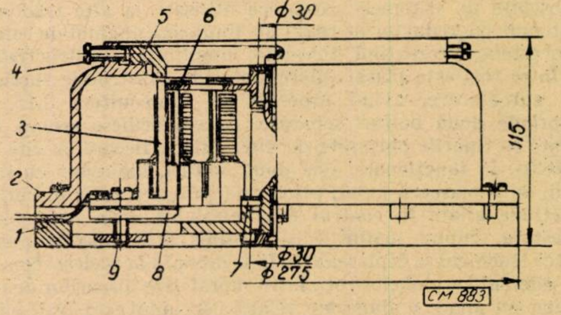


Fig. 1

Pe placa de bază *1* a dispozitivului se pot deplasa radial consolele *8* care susțin plăcile *3*. Pe ambele fețe ale acestora sînt lipite captatoare tensometrice, de lucru și de compensare, izolate termic cu căptușeală de fetru. Dispozitivul are douăsprezece plăci de acest fel, număr care corespunde punctelor caracteristice ale epurii presiunii. Plăcile sînt executate din oțel cu limită de proporționalitate ridicată, abaterea admisibilă de la paralelism a celor două fețe fiind de 5 μm.

Reglarea conturului plăcilor la dimensiunea segmentului de măsurat (în poziție de lucru, cu includerea jocului indicat pe desen) se execută cu ajutorul discului de reglare *6*, centrat pe bolțul *7* în raport cu axa dispozitivului. Pentru comoditatea centrării segmentului de măsurat față de centrul plăcilor, dispozitivul este prevăzut cu inelul *5*, a cărui dispunere axială este controlată cu cele patru șuruburi *4*. Diametrul interior al inelului *5* trebuie să fie cu 0,2—0,3 mm mai mic decît diametrul conturului delimitat de plăcile *3*. Protecția captatoarelor este asigurată de carcasa *2*.

Principiul de lucru constă în măsurarea tensiunilor provocate de presiunea segmentului pe suprafețele plăcilor *3*, respectiv determinarea variației rezistenței captatoarelor, care este proporțională cu deformarea liniară a suprafețelor plăcilor.

Dimensiunile plăcilor *3* se stabilesc în funcție de domeniul presiunilor segmentului, în așa fel încît curbura plăcilor să fie minimă. De asemenea, se ține seamă de mărimea bazei captatoarelor și de cel mai mic diametru exterior al segmentului care poate fi măsurat. De exemplu, pentru cea mai mare bază acceptabilă a captatoarelor (5 mm), lungimea plăcilor nu depășește 50 mm. Lățimea plăcilor trebuie aleasă cît mai redusă, pentru a se putea măsura segmenții încadrați într-o gamă mare de dimensiuni. O atenție deosebită se acordă și grosimii plăcilor, parametru care influențează direct mărimea variației rezistenței captatoarelor, care trebuie să se înscrie în limite uzuale.

Pentru măsurarea acestei variații se utilizează un amplificator special, avînd la bază schema de conexiuni a captatoarelor în punte neechilibrată, cu un miliampermetru legat la diagonala punții.

Reglarea dispozitivului la dimensiunea necesară a segmentului se face în felul următor. La strîngerea carcasei *2* și a inelului *5* se cuplează dispozitivul la amplificator, aducînd acul miliampermetrului la zero și apoi se fixează discul corespunzător de reglare pe bolțul *7*. Slăbind șuruburile *9*, se deplasează pe rînd consolele *8* pînă la realizarea contactului dintre plăci și disc, situație ilustrată prin devierea acului miliampermetrului, care se aduce la zero pentru fiecare placă, după definitivarea poziției plăcii deplasate anterior. După aceasta se întoarce discul de reglare, care, în noua poziție, limitează mișcarea segmentului de măsurat în momentul conectării sale.

Dispozitivul are o construcție simplă, fără suprafețe în frecare și oferă posibilitatea de schimbare a plăcilor de contact pentru măsurarea segmenților cu dimensiuni și forme diferite.

Motor în trei timpi. În : Gas and Oil Power, februarie, 1964.

La motorul în trei timpi (M. Gravey), admisiunea, compresiunea și arderea au loc într-un cilindru prevăzut cu un piston obișnuit, iar destinderea se produce într-o mașină volumică rotativă. Destinderea gazelor arse se face, în acest caz, pînă la o temperatură mai joasă decît la motorul clasic, cedînd o parte mai mare din energia lor.

După cum reiese din schema reprezentată în figura 1, motorul în trei timpi se compune dintr-un compresor și o mașină rotativă. Compresorul are trei cilindri, pistoanele *1* fiind acționate de camele *5*, care au o formă corespunzătoare pentru a determina aspirația și compresiunea. Porțiunea *BA* a camei menține pistonul în poziția sa de compresiune, în timp ce arderea are loc la volum constant. Turația arborelui cu came al compresorului reprezintă 1/3 din turația rotorului, antrenarea făcîndu-se prin roți dințate. Compresorul are un arbore cu came suplimentar, care comandă supapa de aspirație *16* și un magnetou, cînd aprinderea se face prin scînteie, sau o pompă de injecție, cînd aprinderea se face prin compresiune.

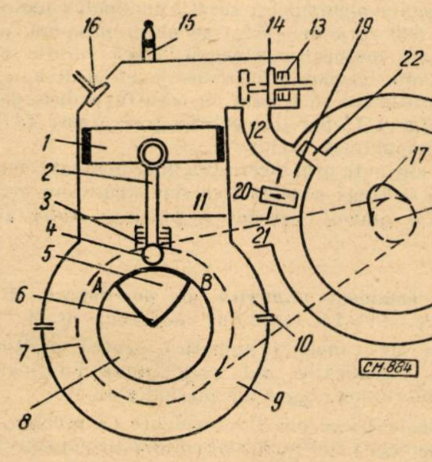
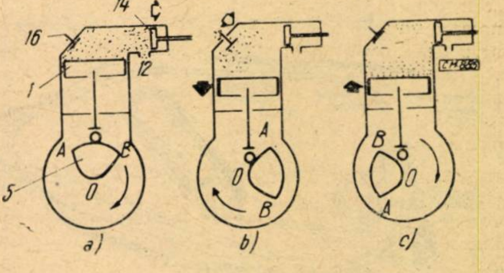


Fig. 1

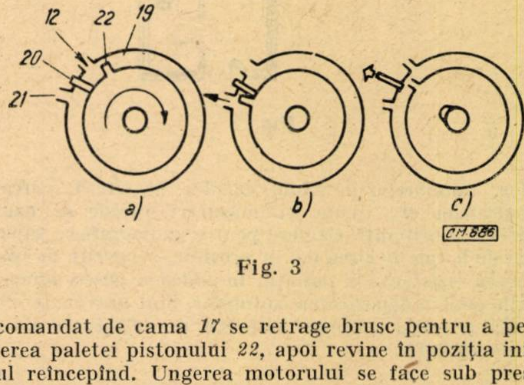
Gazele de ardere care ies din compresor prin conducta *12* acționează asupra pistonului-paletă *22*, prevăzut cu o camă pentru comanda pistonului-sertar *14*. Etanșeitatea se realizează prin doi segmenți circulari pe carcasă și prin trei, pe rotor.

În figura 1 mai sînt indicate biela *2*, tachetul *4* cu arcul de rapel *3*, coroana dințată *7* a volantului *8*, carterul *10* cu baia de ulei *9* și ghidajul bielei *11*. Funcționarea are loc în modul descris în continuare. Timpul I (compresor) : Pistonul *1* se află în p.m.i., la sfîrșitul cursei de compresiune, în momentul în care se produce scînteia electrică sau injecția combustibilului (fig. 2, *a*). Porțiunea *BA* a camei *5* menține pistonul în această poziție, astfel încît arderea are loc la volum constant. Gazele arse apasă pistonul-sertar *14* și, cînd forța respectivă depășește tensiunea resortului *13*, se deschide conducta *12*; gazele arse acționează asupra pistonului-motor *22*, punîndu-l în mișcare. Timpul II (compresor) : Cama *5* permite pistonului *1* să se deplaseze spre p.m.e. (fig. 2, *b*). Supapa de aspirație *16* se deschide, iar pistonul-sertar *14* acționat de arcul *13* închide conducta *12*. Se efectuează astfel aspirația. Timpul III (compresor) : Porțiunea *BO* a camei obligă pistonul *1* să efectueze cursa de compresiune (fig. 2,*c*). Supapa de aspirație *16* se închide, iar pistonul-sertar *14* închide conducta *12*, deoarece tensiunea arcului *13* este mai mare decît forța de apăsare, datorită compresiunii. Timpul I (rotor) : Sertarul *20* este închis, astfel încît gazele arse care vin de la compresor prin conducta *12* în camera turbinei *19* acționează asupra pistonului-paletă *22* și produc mișcarea de rotație (fig. *3*, *a*). Timpul II (rotor) : Pistonul *22* trece de orificiul de evacuare *21*, iar gazele arse sînt evacuate în atmosferă (fig. 3, *b*). Timpul III (rotor) : Sertarul *20* comandat de cama *17* se retrage brusc pentru a permite trecerea paletei pistonului *22*, apoi revine în poziția inițială, ciclul reîncepînd. Ungerea motorului se face sub presiune. Cama *5* se unge printr-o pernă de ulei. Răcirea se face cu aer sau cu apă. Puterea se preia printr-un cuplaj fixat de volantul pistonului rotativ.



a) b) c)

Fig. 2



a) b) c)

Fig. 3

Apar și în cazul acestui nou motor unele inconveniente la funcționare : scurgerea gazelor arse la o temperatură de aproape 2 000°C și deplasarea bruscă a unui sertar pentru a permite trecerea pistonului-paletă al mașinii rotative.

De la noutate la realizarea practică. H. A. Dean. In : Proceedings of the automobile division — The Institution of Mechanical Engineers, 1962—1963.

Pentru încercările de cale ale autovehiculelor, uzinele engleze Vauxhall au amenajat un autodrom special (fig. 1). În afară de pistele de încercări în condiții grele (noroi, pavaje diferite, rampe etc.) și cele pentru frînare, viteză maximă, încercarea direcției axelor etc., autodromul este înzestrat cu un laborator complet de încercări, cu o unitate experimentală pentru încercări de ciocnire, cu un laborator pentru încercarea acoperirilor caroseriilor şi cu un laborator de izotopi radioactivi. Pe piste amenajate cu pavaje speciale se execută încercările la zgomote şi la vibraţii. Zgomotele sînt captate cu ajutorul unor microfoane montate în autovehiculul încercat şi înregistrate prin magnetofoane stereofonice, plasate într-un alt vehicul, conectat de primul prin cabluri. În modul acesta, autovehiculul încercat nu suferă interferenţa echipamentului de măsură. Benzile înregistrate sînt ascultate şi apreciate de o echipă de cercetători, care avizează asupra necesităţii remedierilor eventuale. În laboratorul de izotopi radioactivi (fig. 2) se efectuează radiografierea cu raze gama a supapelor, volanţilor, tamburelor de frînă, cutiilor de viteză, carcaselor diferenţialelor etc., cum şi măsurări rapide de uzură şi scăpări de lubrifianţi. Camera pentru radiografiere gama are pereţii de beton de circa 0,6 m grosime, acoperiţi în interior cu vopsea rezistentă la radiaţii. În podea se găsesc amenajate puţurile pentru depozitarea izotopilor. Sînt prevăzute semnalizatoare acustice acţionate automat de detectoare ale nivelului de radiaţie.

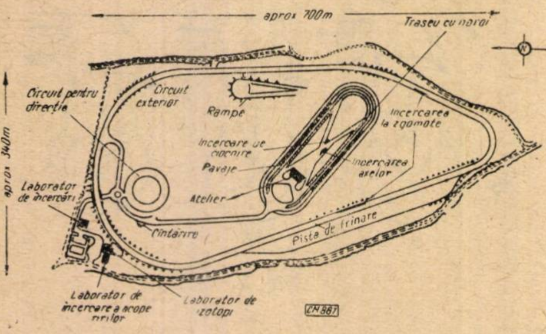


Fig. 1

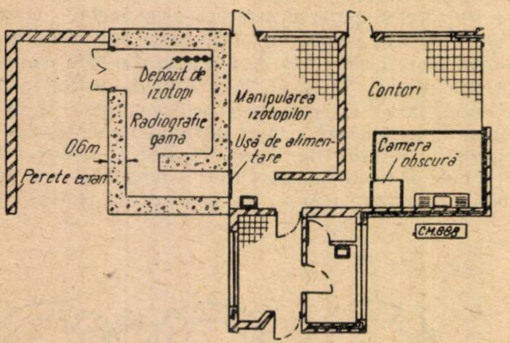


Fig. 2

Generatoare navale acţionate direct de arborele motor. În: Morskoi flot, nr. 1, 1964.

În ultima vreme mai multe nave ale întreprinderilor de navigaţie de pe Dunăre au fost înzestrate cu generatoare acţionate direct de la arborele motorului principal. Acest sistem reduce costul unui kilowattoră la jumătate, faţă de cel produs cu agregate Diesel auxiliare. Preluarea unei puteri de 2—3% din puterea motorului principal nu afectează caracteristicile de exploatare ale navei. La navele de mare tonaj, puterea preluată fiind de 3—6%, trebuie să se ţină seamă de acest aspect la alegerea motorului principal. În cazul utilizării generatoarelor de curent continuu, menţinerea tensiunii nominale se face cu ajutorul regulatoarelor automate; variaţia de turaţie a motorului principal nu constituie astfel o problemă. În cazul utilizării generatoarelor de curent alternativ, problema menţinerii unei tensiuni şi a unei frecvenţe constante este mai complicată. În acest caz este indicat să se utilizeze o antrenare hidraulică a generatoarelor, sistemul hidraulic prezentînd o serie de avantaje: gabarit redus, randament ridicat, stabilitate de funcţionare ridicată, pornire şi oprire uşoară, conducere simplă şi automatizare fără dificultăţi. Transmiterea mişcării se face în mod lin şi fără zgomot. În afară de aceasta, agregatele hidraulice pot fi uşor tipizate.

Întrucît se folosesc pompe şi motoare hidrostatice cu pistoane axiale, randamentul atinge valori ridicate de 88—92%. În figura 1 (*1* — pompă hidrostatică reglabilă; *2* — pompă pentru compensarea scăpărilor; *3* — supapă de reducţie; *4* — rezervor de ulei; *5* — filtru magnetic; *6* — blocul supapelor; 7 — supapă de scurtcircuitare; *8* — motor hidrostatic; *9* — sertar cu regulator; *10* — întreruptor centrifugal; *11* — generator de curent trifazat; *12* — regulator automat de tensiune; *13* — întreruptor automat; *14* — grup generator Diesel 2; *15* — grup generator Diesel 1; *16* — supapă electromagnetică; *17* — servomotor; *18* — axul elicei) este schematizată acţionarea hidraulică a generatorului de curent alternativ cu ajutorul unei pompe hidrostatice *1*, cu debit variabil, antrenată de la axul elicei *18*, şi a unui motor hidrostatic cu debit constant *8*, care antrenează generatorul *11*. La pornirea motorului principal, cînd turaţia lui este redusă, debitul pompei nu este suficient, şi turaţia motorului hidrostatic, respectiv a generatorului, are valori mici. În această situaţie intră în funcţiune sertarul cu regulator *9*, antrenat de motorul hidrostatic, care comandă servomotorul *17*; servomotorul măreşte debitul pompei prin mărirea unghiului de basculare. Debitul maxim al pompei şi turaţia nominală a motorului hidrostatic (1 500 rot/min ± 5%) se obţin începînd de la 120 rot/min ale motorului principal. Dacă turaţia creşte peste 392 rot/min, servomotorul reduce unghiul de basculare al pompei hidrostatice şi, o dată cu aceasta, reduce debitul respectiv. În figura 1 apar şi grupurile generatoare *14* şi *15*, utilizate în timpul manevrelor.

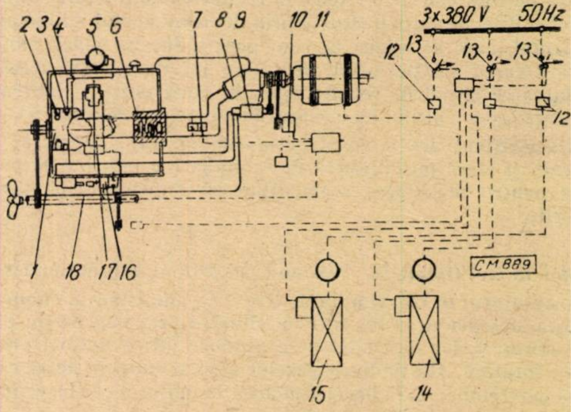


Fig. 1

Rezultatele obţinute prin încercarea unor instalaţii de acest gen permit să se tragă concluzia că sînt sigure, nu necesită supraveghere şi control deosebit şi prezintă stabilitate în funcţionare.

Instalaţia de comandă numerică de poziţionare. R. A. Deleglise. In: La technique moderne, nr. 4, 1964.

O instalaţie de comandă numerică pentru poziţionare permite, prin vizualizarea sau înregistrarea informaţiilor, comandarea diferitelor organe ale maşinilor-unelte.

Singurele deplasări ce pot fi comandate cu precizie, spre deosebire de comanda continuă, sînt cele axiale; în consecinţă comanda numerică de poziţionare se foloseşte în special la maşinile de găurit şi la cele de frezat.

O astfel de instalaţie comportă: organe pentru determinarea poziţiei, dispozitive pentru transformarea numerică a informaţiilor (panou de afişare, dispozitiv pentru citirea benzii sau a fişelor perforate) şi dispozitive pentru compararea poziţiei măsurate cu cea comandată (dispozitive de comandă propriu-zise).

Determinarea poziţiei organelor mobile ale maşinii-unelte poate fi realizată fie direct sau prin transformarea mişcării liniare în mişcare de rotaţie, fie prin procedeul analogic sau numeric. Se preferă determinarea analogică care furnizează în permanenţă codul poziţiei, întrucît procedeul de măsurare a impulsurilor este sensibil la paraziţi ; la procedeele de determinare mecanică precizia variază în timp.

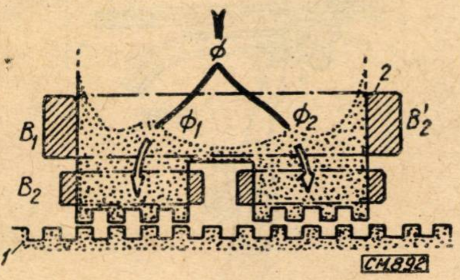


Fig. 1

În figura 1 apare schema de principiu a unei rigle liniare pentru măsurarea analogică. Pe una din piesele a căror deplasare relativă trebuie determinată este fixată rigla *2*, construită din tole magnetice, cu o dinţare regulată. Cealaltă presă poartă cursorul *2* format din bobinajul primar B_1 şi bobinajele secundare B_2 şi B'_2 pe care se plasează circuitele magnetice dinţate ale cursorului, construite tot din tole magnetice. Crestele dinţilor riglei şi cursorului sînt normale pe direcţia de deplasare.

Bobinajul B_1 creează un flux Φ, divizat în Φ_1 şi Φ_2 care sînt modulate în opoziţie faţă de dinţii riglei. Decalînd cu o jumătate de pas cursorul, suprafaţa de trecere pentru fluxul $\Phi = \Phi_1 + \Phi_2$ rămîne constantă, deci reluctanţa nu variază pentru fluxul Φ, ci separat pentru Φ_1 şi Φ_2, în funcţie de suprafeţele de trecere respective ; rezultă că tensiunea alternativă din bobinajul inductor B_1 determină în B_2 şi B'_2 tensiuni alternative egale, în opoziţie de fază cu frecvenţa purtătoare, dar decalate cu π în ce priveşte modularea amplitudinii determinată de deplasarea cursorului în raport cu rigla.

Datorită identităţii geometrice a bobinelor B_2 şi B'_2 rezultă :

$$\Phi_1 = \Phi_0 + \Delta\ \Phi_0 \sin 2\pi \frac{X}{\lambda}$$

şi

$$\Phi_2 = \Phi_0 - \Delta\, \Phi_0 \sin\ 2\pi \frac{X}{\lambda},$$

în care :

λ este pasul ;
X — deplasarea cursorului ;
Φ_0 — valoarea fluxului pentru $X = \frac{\lambda}{2}$, $(\Phi_0 = \Phi_m \sin \omega t)$;
$\Delta\,\Phi_0$ — jumătate din variaţia fluxului unei bobine, pentru un pas.

Modificînd forma dinţilor cursorului, se poate admite o formă sinusoidală a curbei.

Tensiunile V_1 şi V_2 induse de Φ_1 şi Φ_2 în bobinele B_2 şi B'_2 sînt :

$$V_1 = -\frac{\mathrm{d}\,\Phi_1}{\mathrm{d}_t} = -\ \Phi_m\, \omega \cos \omega t - \Delta\, \Phi_m \omega\ \cos\ \omega t \sin 2\pi \frac{X}{\lambda},$$

şi

$$V_2 = -\frac{\mathrm{d}\,\Phi_2}{\mathrm{d}_t} = -\ \Phi_m\, \omega \cos \omega t + \Delta\, \Phi_m\, \omega \cos\, \omega t \sin 2\pi \frac{X}{\lambda},$$

în care ω este pulsaţia curentului de alimentare.

Considerînd bobinele montate în serie, rezultă :

$$V' = V_2 - V_1 = \mathrm{A}\ \sin\ 2\pi \frac{X}{\lambda} \cos\ \omega t,$$

în care $A = 2\ \Delta\ \Phi_m\, \omega$; tensiunea V' are aceeaşi frecvenţă ca şi tensiunea de alimentare, amplitudinea sa fiind o funcţie ciclică a deplasării X.

Pentru a determina corespondenţa unui unghi cu deplasarea de măsură sînt necesare însă două funcţii trigonometrice ale unghiului respectiv. A doua funcţie este dată de un element al cursorului decalat cu un număr întreg de paşi plus $\frac{1}{4}$, adică plus $\frac{\pi}{2}$; se obţine astfel şi funcţia în cosinus a unghiului.

Se foloseşte procedeul de conversiune directă numerică a semnalelor cursorului, servomecanismele prezentînd o acceleraţie insuficientă.

Tensiunile obţinute sînt :

$$V' = A \sin 2\pi \frac{X}{\lambda} \cos\ \omega t \text{ şi } V'' = A \cos\ 2\pi \frac{X}{\lambda}\ \cos\ \omega\ t.$$

Se defazează V'' cu $\frac{\pi}{2}$ şi se face diferenţa semnalelor rezultînd :

$$V = A \left(\sin\ \omega\ t \cos \frac{2\pi X}{\lambda} - \cos \omega\ t\ \sin \frac{2\pi X}{\lambda}\right) = A\ \sin \left(\omega t - 2\frac{X}{\lambda}\right).$$

Măsurarea deplasării se reduce la măsurarea fazei care se realizează cu schema din figura 2.

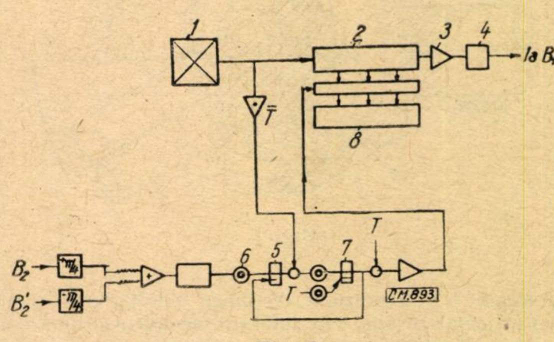


Fig. 2

Oscilatorul *1* (80 kHz) emite un tren de impulsuri pătrate $(T, \bar{T})$. Impulsurile T intră în contorul *2* la ieşirea din contor frecvenţa fiind $\frac{80\,000\ \text{Hz}}{200} = 400$ Hz. Semnalul de ieşire trece apoi prin amplificatorul *3* şi filtrul *4*.

Semnalele de ieşire din cursor sînt respectiv defazate cu $+\frac{\pi}{4}$ şi $-\frac{\pi}{4}$, însumate şi amplificate, atacînd circuitul basculant *5* prin intermediul unui transformator de impulsuri *6* ; cînd semnalul însumat este pozitiv, se alimentează primarul transformatorului şi cînd devine negativ se întrerupe curentul primar, iar cel indus determină bascularea circuitului *5* (pe frontul posterior al impulsului $\bar{T}$).

Semnalul de ieşire din circuitul basculant *7* aduce, pe de o parte *7* la poziţia de zero, iar pe de altă parte determină transferul în registrul de informaţie *8* al contorului *2*, dînd astfel valoarea sutimilor şi zecimilor ale milimetrilor şi paritatea milimetrilor.

Pasul fiind 2 mm, un circuit basculant al registrului indică paritatea milimetrilor ($A = 0$ pentru milimetri pari şi $A = 1$ pentru impari) ; al doilea circuit basculant precizează dacă cifra zecimilor de milimetri este sau nu superioară lui 5 (dacă $B = 0$ atunci $n,\ 0 \leqslant C < n, 5$; dacă $B = 1$ rezultă $n, 5 \leqslant C < n + 1$).

Cota este iniţial înregistrată la origine şi la fiecare basculare în *1* a lui *7* se marchează în registru pînă la cea viitoare. De exemplu, fie $An\ Bn$ valorile lui A, B la aceeaşi prelevare a cotei ; $\bar{A}n\ Bn\ An+1\ \bar{B}n + An\ Bn\ \bar{A}n+1\ \bar{B}n+1+1 = 1$, se adaugă cotei 1 mm; dacă $An\,\overline{Bn}\,\overline{An+1}\,Bn+1 + \overline{An}\,\overline{Bn}\,An+1\,Bn+1 = 1$, se scade 1 mm. Dacă expresiile sînt nule, cota nu este modificată. Metoda este valabilă dacă deplasarea între două prelevări succesive nu depăşeşte 0,5 mm, adică dacă viteza nu depăşeşte 9,60 m/min. Limita de viteză poate fi sporită prin amplificarea frecvenţei de bază.

Comanda poate fi realizată printr-un comutator cu 10 poziţii sau prin bandă perforată cu 5 sau 7 canale.

În continuare se descriu operaţiile de deservire a instalaţiei prezentate. Performanţele înregistrate sînt următoarele: precizia de măsură şi calcul, ± 0,01 mm la 1 mm; fidelitatea ± 0,01 mm la 10 m; precizia de punere la origine, ± 0,01 mm. Rezultă deci o eroare maximă de 0,02 mm.

Cuplaj cardanic simplu cu bile. În: The Tool Manufacturing Engineer, vol. 51, nr. 6.

În funcţie de valoarea unghiului α dintre axul arborelui motor şi al celui condus, situate în acelaşi plan, cuplajul respectiv poate fi de tip articulat, de exemplu un cuplaj cardanic obişnuit.

Evident, în acest caz apare inconvenientul variaţiei periodice a vitezei unghiulare a arborelui condus.

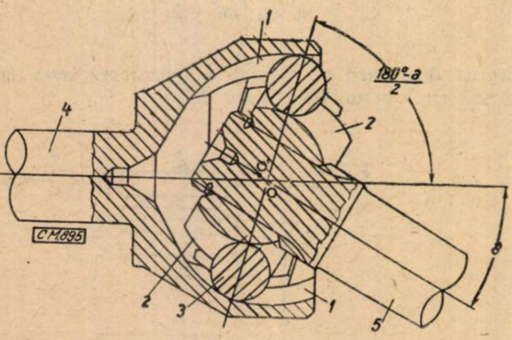


Fig. 1

În figura 1 se reprezintă secţiunea longitudinală a unui cuplaj articulat cu bile, care înlătură inconvenientul, unghiul dintre planul centrelor bilelor şi prelungirea axului arborelui motor fiind constant $\left(\frac{180-\gamma}{2}\right)$.

Bilele *3* se sprijină pe de o parte, în canelurile *1* prelucrate în capătul arborelui motor *4*, iar, pe de altă parte, în canelurile coliviei *2* de pe arborele condus *5*. Fundul canelurilor coliviei este prelucrat după un arc de cerc cu centrul în O′, centrul O′ găsindu-se pe axul arborelui condus, însă deplasat în raport cu intersecţia O a axelor arborilor. În felul acesta centrele bilelor se găsesc mereu în planul bisector al unghiului dintre axele arborilor.

Comandarea elementelor cu mişcare alternativă avînd o deplasare relativă variabilă. J. A. Cuckson. In: La Machine Moderne, mai 1964.

În cazul maşinilor de ambalat este uneori necesar ca două elemente să prezinte o aceeaşi mişcare un interval de timp oarecare, după care unul dintre elemente să capete o mişcare accelerată.

Spaţiul disponibil este, în general, insuficient pentru a se determina fiecare mişcare prin mecanisme uzuale (came, pîrghii, culise).

În figura 1 apare un mecanism capabil să realizeze condiţiile necesare.

Articolul de ambalat *1* este temporar reţinut între lamelele *2*, în spatele cărora se găseşte tija culisantă *3*.

Elementele menţionate efectuează diferite mişcări fiind acţionate de manivela *4* prin intermediul pîrghiei cu fantă *5*.

Pîrghia *5* este legată prin intermediul pîrghiei *6* de căruciorul *7*. Pîrghia *8* are forma unui cot şi atacă prin capătul său bifurcat ruloul *9*. Tija *3* este acţionată de pîrghia *8*, iar ruloul *9* este suportat de un ax montat pe palierul *10*, fixat la rîndul său pe tija culisantă *3*.

Capătul opus al pîrghiei *8* are o proeminenţă *11* care se deplasează pe cama fixă *12*; pîrghia *8* poate oscila în jurul unui ax montat pe căruciorul culisant *7*.

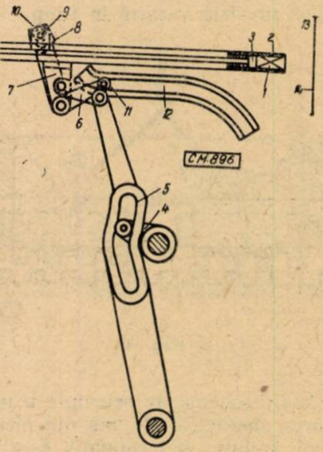


Fig. 1

Căruciorul cu ansamblul respectiv se deplasează către dreapta cînd articolul de ambalat *1* este fixat între lamelele *2*. Ajungînd în poziţia *13* de ambalare este împins în ambalajul *14* de tija *3*. marginea sa ajungînd în dreptul marginii lamelelor *2*. Această mişcare se datoreşte acţiunii camei *12* asupra pîrghiei *8*.

În acest moment datorită formei camei *12*, tija culisantă *3* expulzează cu viteză mărită obiectul dintre lamelele *2*, care au ajuns la punctul final al cursei respective.

Un procedeu de prelucrare a noilor metale: aşchierea la cald. I. A. Dickter. In: La machine moderne, nr.5, 1964.

Tehnica actuală foloseşte, în măsură din ce în ce mai mare, o serie de aliaje care prezintă caracteristici mecanice excepţionale la temperaturi de funcţionare foarte înalte.

Pentru prelucrarea respectivă a fost necesar să se reducă vitezele de aşchiere la cele folosite acum 25 de ani, rezultînd o apreciabilă reducere a capacităţii de producţie.

Printre metodele noi de lucru, prin care se caută ameliorarea situaţiei menţionate, este şi aşchierea la cald.

Principial, procedeul se reduce la aplicarea localizată a căldurii în faţa sculei aşchietoare, în vecinătatea imediată a planului de forfecare, avînd drept efect formarea unei aşchii mai groase. Evident, pentru a se obţine un randament optim, este necesar să se asigure temperatura corespunzătoare care să permită un maxim de durată de funcţionare a sculei.

Încercările făcute la temperatura mediului, cu scule din oţel rapid, au demonstrat că durata de funcţionare a sculei este invers proporţională cu puterea a 20-a a temperaturii suprafeţelor în contact, ale sculei şi presei, temperatura fiind exprimată în grade centigrade. În acelaşi timp însă scade tendinţa presei de a uza scula (se micşorează efectul de abraziune asupra sculei). Considerînd variaţia cu temperatura a celor doi factori contrari rezultă că, acţionînd în mod convenabil, este posibil ca prin ridicarea temperaturii piesei să se obţină o durată de funcţionare sporită a sculei.

O metodă ideală de încălzire în scopul menţionat ar prezenta următoarele aspecte caracteristice: încălzirea să se realizeze numai în zona de forfecare (fără a se afecta stratul situat sub această zonă); să se realizeze o rapidă ridicare a temperaturii (înainte ca tăişul sculei să ajungă în regiunea respectivă); temperatura de încălzire să poată fi variată între limite largi; investiţiile şi cheltuielile de exploatare să fie minime.

Încercările realizate folosind încălzirea în cuptor şi prelucrarea în timpul răcirii piesei au dat rezultate necorespunzătoare datorită deformaţiilor determinate de o răcire neuniformă.

Încălzirea cu flacără, prin proiectarea acesteia înaintea sculei, este dificilă din cauza greutăţilor de localizare a încălzirii şi de evitare a supraîncălzirii şi oxidării.

O metodă care dă rezultate corespunzătoare atît pentru strunjire, cît şi pentru frezare este încălzirea prin arc electric. Arcul de încălzire este determinat între un electrod situat înaintea sculei şi piesă. Peste curentul de încălzire se suprapune o tensiune de înaltă frecvenţă pentru a evita întreruperea arcului. În cadrul instalaţiilor actuale se foloseşte curentul continuu de 400 A.

Pentru amorsarea arcului se foloseşte argonul utilizat şi în timpul operaţiei de încălzire; dacă este necesară o încălzire mai puternică, se utilizează un amestec de argon cu 35% hidrogen. Procedeul comportă folosirea mijloacelor de protecţie specifice sudurii electrice.

Un procedeu de încălzire ce asigură un control eficient al temperaturii este încălzirea prin arc cu plasmă.

Procedeul permite obţinerea unor temperaturi ridicate şi o încălzire rapidă.

Procedeul de încălzire prin rezistenţă utilizînd curenţi de radiofrecvenţă (fig. 1) se bazează pe faptul că un curent de frecvenţă înaltă urmează calea de impedanţă minimă şi nu de rezistenţă minimă.

Curentul transmis presei *1* urmează, pe suprafaţa respectivă, un drum de impedanţă minimă *2*, încălzind o mică suprafaţă bine determinată. Traseul de impedanţă redusă este determinat de conductorul de întoarcere *3* montat în apropierea suprafeţei piesei.

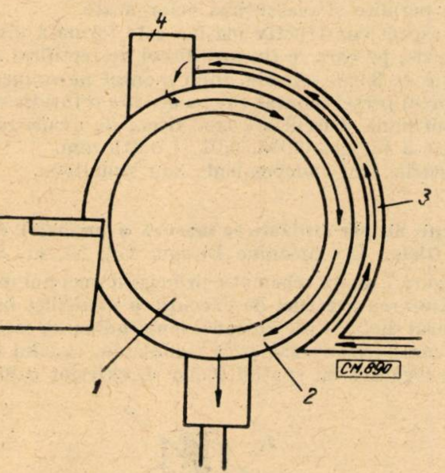


Fig. 1

Procedeul permite localizarea încălzirii pe suprafaţă şi în adîncime, fiind posibilă limitarea la o bandă îngustă de 6 – 7 mm, între cei doi electrozi *4*.

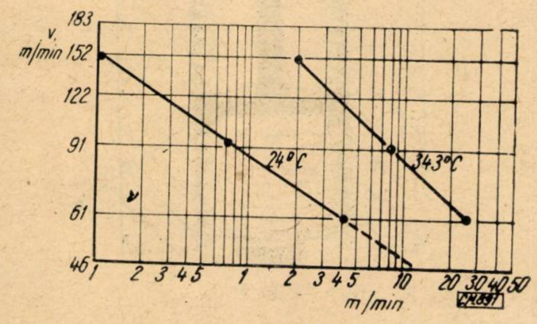


Fig. 2

În timpul lucrului, trebuie împiedicată apariţia arcului între piesă şi electrod, pentru a nu deteriora suprafaţa presei.

Încălzirea prin inducţie, prin curenţi de radiofrecvenţă, reprezintă una din metodele folosite încă de la apariţia procedeului de prelucrare la cald şi care permite un bun control al temperaturii.

În figura 2 apar efectele încălzirii asupra duratei sculei în timpul strunjirii unui oţel inoxidabil de 450 HB. Încălzirea a fost realizată prin rezistenţă în radiofrecvenţă; avansul 0,4 mm/rot; adîncimea de aşchiere 2,54 mm.

În ordonată apare viteza în m/min, iar în abscisă, durata sculei în minute pînă la o uzură de 0,38 mm a tăişului. Din diagramă reiese că la o viteză de 60 m/min, durata sculei este de 4 min la temperatura mediului, în timp ce printr-o încălzire la 345°C, durata creşte la 28 min.

Avantajele aşchierii la cald au fost evidenţiate pentru un mare număr de aliaje, inclusiv aşa-numitele superaliaje şi chiar pentru unele aliaje refractare.

În continuare, sînt prezentate o serie de exemple de prelucrare prin metoda aşchierii la cald, din care reies avantajele economice respective, chiar în condiţiile normale de producţie.

Dependenţa durabilităţii cuţitelor de intensitatea vibraţiilor.

A. S. Kondratov şi B. P. Barmin. In: Stanki i instrument, nr. 6, 1964.

Variaţia vitezei de tăiere în funcţie de vibraţii şi influenţa vibraţiilor de înaltă şi joasă frecvenţă asupra durabilităţii cuţitelor de strung au constituit obiectul unor cercetări speciale. În cadrul acestora, uzura suprafeţei frontale a cuţitului a fost determinată cu un microscop universal cu mărire de 24 ori, iar înălţimea şanţurilor apărute în timpul prelucrării din cauza vibraţiilor, cu un comparator prevăzut cu palpator ascuţit. Pentru stabilirea rigidităţii piesei şi a elementelor maşinii-unelte s-au utilizat un dispozitiv special de încărcare statică, montat pe suportul cuţitului, acţionînd după o direcţie perpendiculară pe axa piesei, şi un dinamometru.

Cercetările s-au efectuat cu cuţite obişnuite pentru strunjire exterioară, cu secţiunea 16 × 16 mm, avînd plăcuţe de aliaj dur T 15 K 6 şi de oţel rapid R 18. Piesele strunjite au fost confecţionate din oţel de înaltă rezistenţă şi oţel rezistent la temperaturi ridicate.

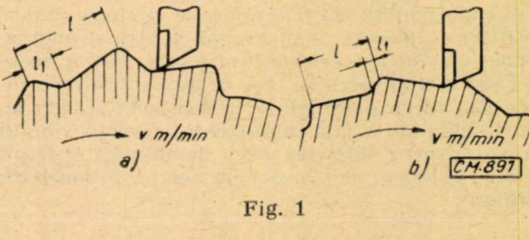


Fig. 1

Faţă de valoarea nominală a vitezei de tăiere v, valorile extreme au fost calculate în funcţie de dimensiunile şanţurilor apărute din cauza vibraţiilor, aşa cum se arată în figura 1 (a vibraţii de joasă frecvenţă; b — vibraţii de înaltă frecvenţă).

Astfel:

$$v_{max} = \frac{2v\,(l - l_1)}{l}; \quad v_{min} = \frac{2\,v\,l_1}{l}.$$

În funcţie de raportul $\frac{v_{max}}{v}$ raportul dintre durabilitatea cuţitului în cazul funcţionării cu vibraţii şi cea corespunzătoare funcţionării fără vibraţii, $\frac{T_v}{T}$, poate fi exprimat prin relaţia:

$$\frac{T_v}{T} = 2{,}48\,\frac{v_{max}}{v} - 1{,}48\left(\frac{v_{max}}{v}\right)^2.$$

Dependenţa dintre aceste raporturi este prezentată în figura 2.

Influenţa vibraţiilor de joasă frecvenţă manifestate la viteze de tăiere de 20 – 60 m/min a fost studiată într-un domeniu larg al rigidităţii piesei (870 – 2 500 kgf/mm) realizat prin varierea lungimii dornului pe care s-a montat piesa.

S-a constatat că durabilitatea cuţitelor cu plăcuţă de aliaj dur nu este influenţată de aceste vibraţii, întrucît regimul de lucru s-a caracterizat prin viteze superioare (150 — 220 m/min). Vibraţiile de joasă frecvenţă exercită însă o influenţă însemnată asupra durabilităţii cuţitelor cu plăcuţă de oţel rapid (viteză de tăiere de 35 m/min); creşterea durabilităţii acestor cuţite a fost posibilă prin mărirea frecvenţei vibraţiilor pe seama sporirii rigidităţii sistemului (la strunjirea pieselor de oţel 30 HGSA, de la 20 la 50 min, prin mărirea frecvenţei de la 400 la 950 Hz).

Influenţa vibraţiilor de înaltă frecvenţă a fost studiată cu un sistem de prindere a piesei avînd lungimea între vîrfuri mai mică decît în cazul precedent, domeniul de variaţie a rigidităţii sistemului fiind realizat prin varierea braţului cuţitului. S-a constatat că majorarea frecvenţei acestor vibraţii (a rigidităţii cuţitului) duce la creşterea durabilităţii cuţitelor cu plăcuţă de oţel rapid (pentru strunjirea pieselor din acelaşi oţel, de la 45 la 75 min, prin mărirea frecvenţei de la 1 000 la 3 500 Hz). În ceea ce priveşte cuţitele cu plăcuţă de aliaj dur, experienţele au demonstrat o scădere însemnată a durabilităţii o dată cu creşterea frecvenţei vibraţiilor; ca urmare pentru obţinerea unei durabilităţi corespunzătoare este necesară adoptarea unor soluţii de amortizare a vibraţiilor.

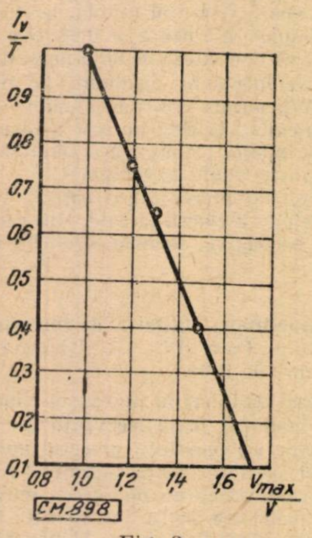


Fig. 2

Rulmenţi combinaţi. În: La technique moderne, nr. 5, 1964.

Rulmenţii combinaţi (Nadella-tip RAX) sînt construiţi pentru a suporta simultan eforturi radiale şi axiale.

După cum reiese din figura 1, în care apare un pinion conic montat pe un astfel de rulment combinat, acele rulmentului radial sînt montate pe o colivie, astfel încît diametrul interior al rulmentului radial şi al celui axial să fie egale.

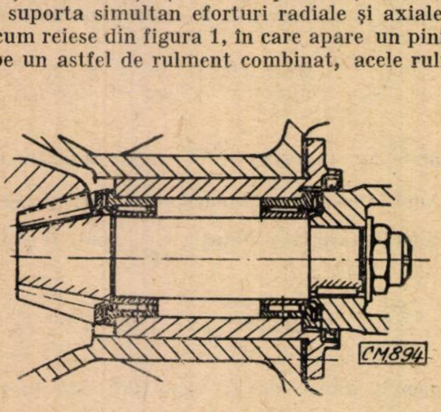


Fig. 1

În cazurile de utilizare a rulmentului combinat, sarcinile radiale fiind suficient de reduse, folosirea coliviei nu prezintă inconveniente.

Principalele avantaje ale rulmentului considerat sînt: dimensiuni reduse, independenţa funcţională între rulmentul radial şi cel axial, posibilitatea turaţiilor ridicate, montajul rapid.

În special economiile realizate în cadrul fabricaţiei şi montajului permit să se considere că rulmentul combinat va fi mult aplicat în domeniul sarcinilor radiale reduse.

Rectificarea şi recuperarea plăcuţelor de adaos din carburi sau materiale ceramice. În: La Machine Moderne, mai 1964.

Plăcuţele de adaos din carburi sau materiale ceramice sînt mult folosite, în special, în producţia de serie. Problema durabilităţii lor este o problemă importantă dacă se ia în considerare costul lor ridicat.

O nouă maşină de rectificat, realizată de o întreprindere franceză, aduce o contribuţie importantă atît în ce priveşte recondiţionarea plăcuţelor, cît şi în legătură cu precizia de prelucrare respectivă.

Maşina permite rectificarea superficială a plăcuţelor de forme diferite (pătrate, triunghiulare, dreptunghiulare, pentagonale etc.), pînă la 15 mm înălţime şi 60 mm diametru.

Ciclul de rectificare este automat şi variază între 3 şi 4 min, în care interval sînt cuprinse şi operaţiile de montare şi demontare. Toleranţa dimensională este de ± 0,01 mm.

În afară de lucrările de prelucrare pentru plăcuţele noi, maşina permite şi reascuţirea celor uzate.

Sub aspect constructiv maşina este formată dintr-o broşă de precizie, pe care se fixează discul de rectificat şi care are o turaţie de 3 000 rot/min, fiind montat pe rulmenţi cu ace.

Suportul presei montat tot pe ace are o turaţie de 2,3 pînă la 23 rot/min. Discul are trei viteze de avans raportate la o rotaţie a piesei: 0,005, 0,01 şi 0,015 mm.

Comenzile sînt independente sau simultane.

Pierderile de aer utilizate ca măsură a preciziei de execuţie pentru filete. În: Machine Design, vol. 36, nr. 3.

În figura 1 apare schematic principiul unei noi metode pentru măsurarea preciziei de execuţie a unui filet interior.

Calibrul filetat *1* are un canal longitudinal *2*, care comunică cu un canal transversal *3*; la rîndul său, canalul transversal este în legătură cu spaţiul inelar *4*, exterior calibrului.

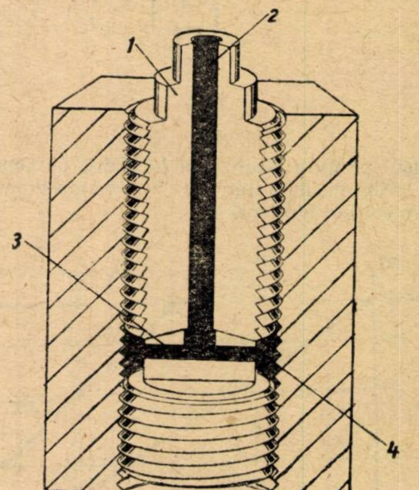


Fig. 1

După ce calibrul este înşurubat în orificiul filetat a cărui precizie de execuţie se determină, se introduce aer prin canalul central *2*.

Cantitatea de aer ce poate scăpa printre suprafeţele în contact ale celor două filete poate constitui o măsură a preciziei de execuţie pentru orificiul filetat, ţinîndu-se seamă de presiunea aerului şi de lungimea de înşurubare a calibrului.

Bazele călirii cu flacără. Grönegess H. W. În: Rivista di meccanica, nr. 338, 1964.

Călirea cu flacără este caracterizată printr-o rapidă ridicare a temperaturii superficiale astfel încît conținutul de carbon din stratul exterior de metal rămîne aproape constant. În consecință procedeul este aplicabil materialelor ce posedă dinainte conținutul necesar de carbon, oțelurile de îmbunătățire cu 0,35 — 0,75 %C și care în afară de mangan și siliciu mai conțin și crom, nichel, molibden sau vanadiu.

În tabela 1 apar oțelurile care se pretează la călirea cu flacără, grupate în funcție de elementele de aliere.

aproximative: arzătorul cu fontă (fig. 1 *a*) —1,2 m^3/cmh; arzătorul în rețea (fig. 1 *b*)— 2,4 m^3/cmh; arzătorul cu lamele (fig. 1*c*)— 6,0 m^3/cmh; cel cu flacără convergentă 3,6 m^3/cmh.

Arzătoarele trebuie alimentate cu gaz combustibil avînd fie o viteză de propagare a flăcării mare, fie o putere calorică ridicată; nu sînt utilizabile gazele cu puteri calorice și viteze de propagare a flăcării reduse.

În figura 2 se prezintă influența vitezei de propagare a flăcării asupra lățimii fantei arzătorului.

Indiferent de natura gazului combustibil se recomandă drept comburant oxigenul pur, acesta mărind temperatura flăcării.

Tabela 1

Tipul	C, %	Mn, %	Si, %	Alte elemente, %	Duritatea obținută, HRC
Oțel pentru călire cu flacără	0,75—0,90	0,2 —0,3	0,1 —0,2	—	65—67
Oțel C, Mn și Mn-Si	0,32—0,62	0,4 —0,7	0,3 —0,5	—	45—63
	0,28—0,44	0,7 —1,5	0,3 —0,5	—	52—58
	0,33—0,50	0,8 —1,4	0,8 —1,4	—	53—61
Oțel Mn-V, Cr, Cr-Mn	0,38—0,45	0,16—1,9	0,15—0,35	0,07—0,12 V	55—60
și Cr-V	0,30—0,55	0,5 —0,8	max 0,4	max.1,1 Cr	53—60
	0,35—0,47	0,8 —1,2	0,5 —0,8	1,0—1,3 Cr	58—63
	0,47—0,62	0,7 —1,1	0,3 —0,4	0,9—1,2 Cr 0,1—0,2 V	58—62
Oțel Cr-Mo, Cr-Ni, și Ni	0,25—0,45	0,5 —0,8	0,35	0,9—1,9 Cr 0,15—0,4 Mo	50—60
	0,25—0,40	0,4 —0,8	0,35	0,5 —1,1 Cr 0,65—4,0 Ni	56—60
	0,35—0,55	0,4 —0,8	0,35	3,25—3,75 Ni	55—58
Oțel inoxidabil	0,20—0,40	—	—	14Cr	35—55
Oțel nealiat	0,4 —0,6	0,4 —0,7	0,3 —0,5	—	45—60
	0,4 —0,6	0,4 —0,7	0,3 —0,5	max 0,8 Cr	50—60
Fontă	2,4 —3,21	0,5 —0,6	0,3 —0,5	—	35—50
Fontă maleabilă	2,0 —2,81	0,5 —0,8	0,4 —0,5	—	40—50

Tabela 2

Oțelul	C, %	Si, %	Mn, %	Cr, %	Mo, %	Duritate, HRC	Penetrația maximă, mm
RBH min	0,68	0,15	0,20	—	—	60—65	2
max	0,75	0,30	0,35	—	—		
Ck 45 min	0,42	0,25	0,50				
max	0,50	0,50	0,80	—	—	55—60	4
42CrMo min	0,38	0,15	0,50	0,90	0,15		
max	0,45	0,35	0,80	1,20	0,25	52—56	6—8

Grosimea stratului de călire crește cu cît oțelul este mai aliat însă în același timp crește pericolul de fisurare; rezultă că în majoritatea cazurilor se preferă oțeluri carbon nealiate sau oțeluri de îmbunătățire puțin aliate. Duritatea superficială este funcție numai de conținutul de carbon (tabela 1).

În tabela 2 apar cele mai importante oțeluri de îmbunătățire adecvate călirii cu flacără.

Grosimea oțelului de călire este funcție de puterea arzătorului, variind invers cu aceasta.

În figura 1 apar tipurile mai importante de arzătoare.

Puterea duzei pe centimetru de lungime și oră, pentru tipurile de arzătoare indicate, prezintă următoarele valori

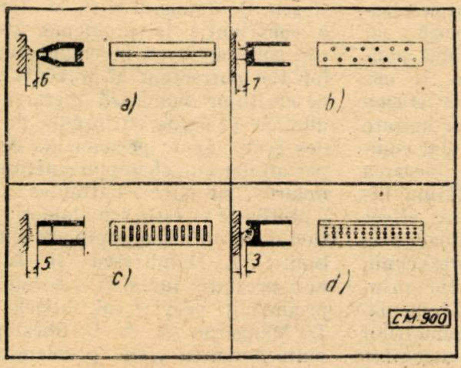


Fig. 1

Pentru piesele mici se utilizează încălzirea concomitentă totală a suprafeței considerate; pentru cele mari, metoda de lucru prevede o încălzire liniară urmată imediat de răcirea prin jet de apă.

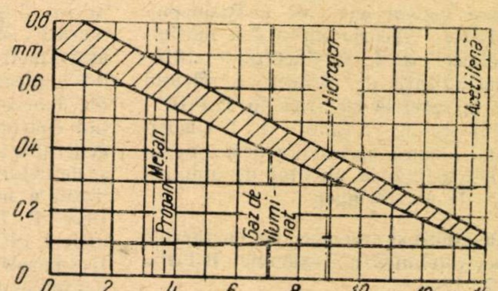


Fig. 2

Piesele cilindrice necesită o mișcare de rotație în timpul încălzirii totale.

În cazul suprafețelor prea mari pentru a fi încadrate în jetul flăcării, încălzirea totală se realizează printr-o mișcare pendulară a arzătorului.

Articolul cuprinde și exemple practice de aplicare a metodei de călire cu flacără.

Recenzii

Buletinul Institutului politehnic Bucureşti, om. XXVI, fascicula 1, ianuarie — februarie 1964.

Cele zece articole ale primului număr pe anul 1964 al Buletinului Institutului politehnic Bucureşti aparţin unor domenii variate ale ştiinţei şi tehnicii. Astfel, Gh. Manea, M. R. Mustafa, D. Tudor şi Gh. Vasilca prezintă lucrarea ,,Aspecte ale comportării poliamidei ca bucşe pentru lagăre cu alunecare”, în care se evidenţiază influenţa parametrilor geometrici, a jocului relativ, a naturii lubrifiantului şi a tehnologiei de fabricaţie a lagărului asupra comportării acestuia în funcţionare. Se constată că temperatura la care se poate ajunge în funcţionare depinde esenţial de proprietăţile fizico-mecanice ale poliamidei, care depind la rîndul lor de structură, ceea ce face ca concluziile valabile pentru lagărele metalice în ceea ce priveşte regimul termic şi raportul optim l/d, din punctul de vedere al încălzirii să pretindă introducerea unor factori de corectare. St. Bratu şi N. Iliescu semnează articolul ,,Studiul eforturilor unitare în bara de secţiune dreptunghiulară supusă la torsiune prin analogie cu reţelele electrice”.

Buletinul conţine şi următoarele lucrări :,,Probleme mixte pentru o clasă de ecuaţii integro-diferenţiale de tip parabolic”, de D. Mangeron şi L.F.Krivosein ;,,Sur une généralisation de l'épure de Monge, de M. St. Botez ; ,,Recuperarea vanadiului din catalizatorul de la industria acidului sulfuric de contact”, de F.M.Albert, V.T. Mărculeţiu, V. Brăteanu, N. Căplescu, M. Stoia şi M. Popescu-Văleanu ; ,,Metodă calorimetrică pentru dozarea hidrazidei acidului izonicotinic,” de Gr. Teodorescu şi A. Dinescu ; ,,Contribuţii la studiul coroziunii utilajului minier în exploatările de cărbuni care conţin sulf”, de I. Răducanu şi T. Făşie ; ,,Teoria unitară a maşinilor electrice”, de I. S. Gheorghiu ; ,,Studiul posibilităţii de utilizare a releului RD-11 în reţelele electrice în R.P.R.”, de C. Penescu, S.Călin şi I. Chenzbraun ; ,,Asupra aplicării reacţiei negative de tensiune la un etaj de amplificare ” de R. Piringer.

Revista Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică a Academiei R.P.R., nr. 2, 1964.

Revista cuprinde două contribuţii din domeniul energeticii generale, referitoare la evaluarea efectelor variaţiilor de tensiune, de A. Soci, C. Guţu şi M. Petcu, şi la evoluţia consumului de energie în gospodăriile casnice, de V. Caroendovici şi G. Nagy. Domeniul electroenergeticii şi electrotehnicii este ilustrat printr-o serie de lucrări : ,,Teoria celor mai simple scheme complete echivalente cu reţelele electrice liniare în raport cu o latură a lor (I)“, de R. Răduleţ şi P. Dima, ,,Indicii tehnici-economici pentru studiul comparativ al motoarelor parametrice”, de M.Marinescu, ,,Studiul supratensiunilor ce apar la declanşarea liniilor în gol cu ajutorul calculatoarelor analogice”, de A.Avramescu, G. Drăgan, I. Adămuţ şi M. Petcu, ,,Analiza factorilor ce determină repartiţia economică a puterilor între centralele unui sistem electroenergetic“, de E. Arie, M. Pomîrleanu şi P. Nicolae, ,,Element de cuadrare cu diode fără amplificator operaţional sumator”, de C. Penescu şi M.Ceapîru, ,,Convertor analog-numeric complet tranzistorizat”, de C. Penescu şi P. Dimo. Din domeniul termoenergeticii şi termotehnicii se remarcă lucrările : ,,Diagrama entropică cu axe curbe pentru 1 kg de substanţă”, de C.A.Vasilescu şi V. Pimsner, ,,Contribuţii la studiul transferului de căldură fluid-particule în sisteme gazo-disperse, (cu aplicaţii la industria cimentului)”, de I. Teoreanu, ,,Influenţa temperaturii pereţilor antecamerei asupra proceselor de ardere din motoarele Diesel în regim de turaţie variabil”, de M. Năstase, Al. Dănescu şi N. Blezu, ,,Metoda de calcul al arzătoarelor cu amestec prealabil funcţionînd cu gaze recirculate”, de V.V. Ghia, ,,Un model fizic nou privind arderea combustibilului în motorul cu aprindere prin scînteie”, de B. Grünwald, şi ,,Cercetări experimentale asupra turbocompresoarelor de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă”, de V. Pimsner.

Revue roumaine des sciences techniques, série de mécanique appliquée nr. 3, 1964. Ed. Academiei R.P.R.

Revista de mecanică aplicată, în limbi străine, a Academiei R.P.R., în nr. 3 din anul 1964 cuprinde 13 lucrări. M. Mişicu în ,,On a theory of assymmetric and visco-elastic-plastic solids”, plecînd de la ecuaţiile echilibrului din teoria asimetrică a mecanicii mediilor continue şi cu ajutorul unui sistem generalizat de invarianţi de tensiune şi de deformaţie, obţine o teorie generalizată a materialelor visco-elastice-plastice. P. P. Teodorescu semnează un articol intitulat,,Sur le calcul des poûtres-parois rectangulaires dans le cas des forces massiques quelconques“. D.Deb publică o notă asupra eforturilor unitare dezvoltate într-un cilindru circular compus, în rotaţie, iar A. Petre lucrarea ,,Aeroelastic divergence of rotating lifting wings, by considering the effect of centrifugal forces“. R. C. Bogdan în ,,Analiticeskie soobrajeniia o dvuhsvennîh kinematiceskih gruppaj” obţine printr-o metodă unitară parametrii cinematici ca funcţii explicite ale parametrilor lui Lagrange, pentru grupuri cinematice cu două elemente. Chr. Pelecudi în ,,Die electrische Analogie in der Kinematik ebener Getriebe” prezintă o sistematizare a lanţurilor cinematice adaptate pentru scrierea ecuaţiilor complexe, privind contururile independente, ca şi metodele şi schemele de calcul analogic. N. N. Patraulea semnează lucrarea ,,Sur l'extension relativiste de l'équation de Mestcherski”, iar T. Oroveanu şi Al. Osnea ,,Sur l'écoulement linéaire d'un liquide compressible dans un milieu poreux”. H. Pascal prezintă articolul ,,On the dielectric constant of the saturated porous medium and the possibility of its application to the geophysical investigation of oil wells”. I. Polasek semnează lucrarea ,,Flügelprofil im inhomogenen Strömungsfeld”, iar St. N. Săvulescu şi V. Toma ,,Experimental investigation of the transition caused by the interaction of a low intensity jet with the incompressible boundary layer of flat plate”. A. Marinescu prezintă lucrarea ,,Effect upravleniia na uprughih lopastiah nesuşcego vinta vertoleta”, iar Gh. Vasilca şi Al. Nica ,,Structural aspects in the working surface of some sliding-bearing materials”.

Revue roumaine des sciences techniques, série de mécanique appliquée, nr. 4, 1964, Ed. Academiei R.P.R.

Revista publică 16 articole în limbi străine din domeniul mecanicii aplicate, contribuţii ale unor cercetători din ţară şi din străinătate.

T. Oroveanu prezintă lucrarea ,Sur la dessaturation due à la gravitation d'un milieu poreux”, iar H. Pascal ,,Dispersion des ondes de pression dans un liquide qui s'écoule à travers un milieu poreux”; T. K. Chaudhury semnează articolul ,,On the steady flow of viscous liquid under constant pressure gradient in a cylinder of lenticular section”, iar C. Crăciun ,,Note on the unsteady motion of a viscous fluid in a triangular pipe”. V. N. Constantinescu tratează problema ,,Approximate determination of the pressure distribution in gas lubricated bearings in turbulent regime”. D. Dumitrescu, C. Jamandi şi C. M. Iancu aduc o contribuţie la problema ,,Study of the spillway used in engineering works for the correction of torrents”. Cl. Ionescu-Bujor semnează lucrarea ,,Introduction à l'étude intrinséque de la classe des écoulements permanents du plasma parfait dans un champ magnétique stationnaire”, iar N. N. Patraulea ,,Solution à profils de vitesses semblables, de l'équation de la diffusion appliquée à la couche limite”. L. Dumitrescu şi L. Welther prezintă lucrarea ,,A method for producing very weak shock waves”. D. Mangeron şi A. F. Shestopol prezintă lucrarea ,,The problem of triangular plate spectra''. R. Voinea şi D. Craifăleanu semnează lucrarea ,,On the critical speed of shafts'', în care se studiază viteza critică a unui arbore a cărui secţiune transversală este circulară, fiind simultan supus la torsiune şi la compresiune. R. C. Bogdan prezintă articolul ,,General study of five-bar mechanism with the aid of complex harmonic series''. D. Mangeron, A. Jasiulionis şi L. Matescu semnează articolul ,,New matrix methods for studying mechanisms and machines, I'', în care elaborează o traducere sub formă matricială a seriilor Fourier şi a seriilor armonice complexe care intervin în studiul diferitelor fenomene fizice şi tehnice, în scopul stabilirii programului de calcul al maşinilor electronice de calcul. H. Cohen şi C. N. De Silva prezintă lucrarea ,,Adhesive stresses in bonded metal plates'', precizînd distribuţia eforturilor în adezivul care lipeşte două plăci metalice; P. P. Teodorescu prezintă articolul ,,Sur certains problèmes plans de l'électrodynamique'', iar S. K. Sarkar ,,Note on torsional vibration of a thin rod of Voigt material''. E. Keintzel semnează articolul ,,Die Berechnung axialsymmetrischer raumlicher Stockwerkrahmen mit Hilfe von Differenzengleichungen''.

Revue roumaine des sciences techniques, série électrothehnique et énergétique, nr. 2, 1964, Ed. Academiei R.P.R.

Revista romînă în limbi străine, de ştiinţe tehnice, seria electrotehnică şi energetică, a Academiei R.P.R., în nr. 2 din 1964 cuprinde o serie de lucrări din domeniile electrotehnicii, electroenergeticii şi energeticii generale (,,Approximations des phénomènes de refoulement net du courant électrique alternatif dans les conducteurs prismatiques'', de acad. R. Răduleţ şi C. Mocanu; ,,Les solutions des équivalents REI du réseau entier—l'équivalent à charge unique'', de P. Dima; ,,Contributions à la systématisation des indices de consommation spécifique d'énergie,'' de V. Caracudovici, J. Gayraud, N. Moldoveanu şi G. Nagy), utilizări energetice ale combustibililor (,,New characteristic data of some roumanian bituminous coals'', I; ,,Gravimetric separations'', de I. Nistor), şi din acela al termoenergeticii şi termotehnicii. Din acest din urmă domeniu, N. Antonescu semnează o lucrare despre caracteristicile arderii în focarele tunel cu stabilizatoare elicoidale, iar V. Pimsner şi I. Cserveny ,,Un studiu al utilizării tehnicii pentru comprimarea gazului natural în pipe-line''.

Revista cuprinde şi două note asupra descreşterii consumului de combustibil prin aplicarea recirculaţiei gazelor în cuptoarele de tratament termic, de V. V. Ghia şi asupra temperaturilor caracteristice ale combustibililor solizi, de I. Carabogdan.

Materialismul dialectic şi ştiinţele naturii, vol. IX. Bucureşti, Editura politică, 1964.

Începînd cu volumul considerat, Editura politică a unificat cele două serii de culegeri, originale şi traduceri, cunoscute pînă în prezent sub denumirea de ,,Materialismul dialectic şi ştiinţele contemporane ale naturii'' şi, respectiv, ,,Dialectica marxistă şi ştiinţele moderne'', sub titlul comun de ,,Materialismul dialectic şi ştiinţele naturii''.

Volumul IX cuprinde mai multe articole consacrate fizicii cuantice. Ele se intitulează: ,,Evoluţia concepţiilor fizicienilor asupra tabloului naturii'' de P.A.M. Dirac; ,,Starea actuală a teoriei particulelor elementare'', de Werner Heisenberg; ,,Concepte clasice şi neclasice în teoria cuantelor'', de David Bohm; ,,Unele probleme metodologice ale teoriei particulelor elementare'', de J.P.Vijier; ,,Locul studierii particulelor elementare în dezvoltarea fizicii moderne'' de V. F. Weisskopf; ,,Problemele astronomiei contemporane şi fizica microcosmosului'', de V. A. Ambarţumian; ,,Noi reprezentări asupra particulelor elementare'' şi ,,Cu privire la problema interpretării teoriei mecanicii cuantice'', de S. Sakata. Articolele enunţate cuprind analize ale celor mai importante rezultate obţinute în domeniul fizicii cuantice, de la Einstein pînă în prezent cum şi dificultăţile ivite în domeniul cercetării teoretice. Un loc important îl ocupă prezentarea punctelor de vedere ale şcolii din Copenhaga, în privinţa teoriei cuantice, şi o prezentare critică a lucrării fizicianului W. Heisenberg, intitulată ,,Fizică şi filozofie''.

Se realizează, de asemenea, o trecere în revistă a descoperirilor noi ca rezultat al cercetării asupra particulelor elementare arătîndu-se că în progresul fizicii au trebuit luate în considerare mai multe feluri de materie (gravitaţională, plasmă, atomică, nucleară, mezonică şi leptonică), reflectînd fiecare etapă de dezvoltare a cercetării în domeniul fizicii. Sînt prezentate aspectele filozofice ale modelului fizic al particulelor elementare la care lucrează J. P. Vijier împreună cu alţi fizicieni. Pornind de la concepţia filozofică marxist-leninistă despre lume, se face o legătură între unele legi ale universului astronomic şi fizica microcosmosului, subliniindu-se însemnătatea nemijlocită a legilor microcosmosului pentru procesele macrocosmice, cum şi deosebirile calitative dintre cele două domenii.

Volumul cuprinde în continuare un articol despre ,,Sistemele dinamice în fizică şi biologie'', semnat de Norbert Wiener, fondatorul ciberneticii, cum şi un interviu luat acestuia (cu puţin timp înainte de a muri), prezentat sub titlul ,,Maşini mai inteligente decît oamenii?''.

O altă categorie de articole se ocupă de rolul modelării şi al matematicii în cercetarea ştiinţifică din diferite domenii. Astfel de articole sînt:

,,Rolul axiomelor şi modelelor în cunoaşterea fizică'', de Gyarmati István şi Sàndor Jànos; ,,Despre ipoteza matematică'', de I. V. Kuzneţov; ,,Modele şi sisteme deductive'', de Krzysztof Tatarkievicz şi ,,Modelarea în chimia organică'', de I. A. Jdanov. În aceste articole se subliniază rolul teoriei model şi al axiomelor în ştiinţă şi tehnică, arătîndu-se că în procesul cunoaşterii, pe drumul care duce de la experienţă la teorie şi de la teorie la practică, modelul reprezintă o importantă treaptă intermediară, deoarece oferă posibilitatea înţelegerii între cercetătorul teoretician şi inginer. În continuare, se accentuează rolul ipotezei matematice în cercetarea fizicii teoretice actuale. După părerea autorilor, aplicabilitatea ipotezei matematice este valabilă pentru toate celelalte ştiinţe în care legile îşi găsesc o expresie sub forma unor relaţii cantitative exacte.

Folosirea modelării în chimia organică este, de asemenea, larg dezbătută. Se consideră că etapa actuală a dezvoltării chimiei se caracterizează, pe de o parte, prin crearea unor modele ale interacţiunilor intramoleculare, iar pe de altă parte a modelelor proceselor chimice.

În volumul prezentat mai sînt publicate şi articole cu un caracter filozofic mai larg. Astfel este articolul semnat de D. P. Gorski ,,Despre procesul de idealizare şi despre importanţa lui în cunoaşterea ştiinţifică'', în care se scoate în evidenţă rolul important al procesului de idealizare în analiza diverselor teorii ştiinţifice, al noţiunilor considerate în cadrul diverselor teorii etc. Autorul se ocupă şi de raportul dintre procesul de idealizare şi teoria reflectării.

În cadrul articolului ,,Filozofie, metodologie şi cibernetică'', de F. H. George, autorul se ocupă de problemele legate de modelarea creierului cu ajutorul matematicii şi logicii, considerînd modelele construite pînă în prezent prin logică şi limbaj ca elemente aplicabile în probleme de orice tip. Autorul propune ca, dintr-un anumit punct de vedere, cibernetica să fie privită ca o ramură specială a legii aplicate.

Ultimul articol se referă la ,,Teoriile imunităţii'', de Frank M. Burnet, tratînd probleme legate de domeniul biologiei.

R. Voinea şi M. Atanasiu. **Metode analitice noi în teoria mecanismelor.** Bucureşti, Ed. tehnică, 1964.

Literatura tehnică de specialitate se îmbogăţeşte mereu cu lucrări originale în cele mai variate domenii ale tehnicii. Editura tehnică a publicat în domeniul teoriei mecanismelor rezultatele cercetărilor efectuate de autori în ultimii ani.

Autorii pun la îndemîna specialiştilor, a inginerilor mecanici şi îndeosebi a acelora care proiectează maşini şi mecanisme, cadrelor didactice şi studenţilor institutelor de învăţămînt superior tehnic, o nouă metodă analitică pentru studiul cinematic şi cinetostatic al mecanismelor.

După o prezentare a principiilor teoretice care stau la baza lucrării, autorii exemplifică metoda printr-o serie de exemple numerice de calcul al unor mecanisme întîlnite în practică.

Principiul teoretic al metodei se bazează pe teoria grafelor, asociindu-se fiecărui mecanism un asemenea graf. Prin această luare în considerare a proprietăţilor grafelor asociate unui mecanism se aduce, pe de o parte, o mare simplificare în problema clasificării mecanismelor după structura lor, iar pe de altă parte, se pun în evidenţă o serie de proprietăţi topologice comune mai multor grupe cinematice. Astfel, ţinînd seamă şi de analogia dintre cinematică şi statică, autorii ajung la o metodă simplă şi generală care permite determinarea pe cale vectorială şi apoi analitică a vitezelor şi acceleraţiilor la un mecanism oarecare. De asemenea, autorii extind metoda sistemelor conjugate din statica construcţiilor şi la studiul mecanismelor. În acest mod se ajunge la o „vizualizare" a mărimilor cinematice, care caracterizează mişcarea relativă a elementelor mecanismului respectiv, sub forma simplă întîlnită în statica sistemelor rigide.

După scrierea ecuaţiilor de condiţie pentru viteze şi acceleraţii la mecanisme plane şi a ecuaţiilor de echilibru cinetostatic sînt prezentate o serie de exemple de calcul al unor mecanisme extrem de uzuale, ca: mecanisme diferenţiale şi planetare, mecanisme plane şi mecanisme spaţiale care sînt tratate în detaliu. De asemenea, sînt calculate vitezele, acceleraţiile şi forţele la un mecanism „Stephenson", la mecanismul de distribuţie exterioară al locomotivei 150 000 şi la mecanismul maşinii de cusut în zig-zag.

Spre deosebire de alte metode analitice, metoda preconizată aduce simplificări în calculul cinematic al unui mecanism, deoarece nu este necesar să se determine, în prealabil, expresia analitică a parametrilor ce caracterizează la un moment dat configuraţia mecanismului în raport de parametrii săi geometrici independenţi.

Aplicînd calea indicată, în lucrare sînt evitate şi alte operaţii mai complicate care se întîlnesc la alte metode analitice. Un alt avantaj al metodei constă în faptul că în rezolvarea sistemelor de ecuaţii la care se ajunge pot fi folosite maşini electronice de calcul.

Lucrarea „Metode analitice noi în teoria mecanismelor" reprezintă o contribuţie importantă la dezvoltarea teoriei mecanismelor în ţara noastră, deosebit de utilă în proiectarea mecanismelor.

G. Chimion, D. Ilişiu şi M. Brănişteanu. **Pompe centrifugale.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 403 pag.

Lucrarea se ocupă de construcţia diferitelor tipuri de pompe centrifugale, de caracteristicile lor şi de montarea, exploatarea şi întreţinerea pompelor centrifugale, staţiilor de pompare şi reţelelor de apă. Este formată din 12 capitole.

După ce în capitolul 1 se prezintă generalităţi privind principiul de funcţionare şi clasificarea pompelor centrifugale, în capitolul 2 sînt abordate problemele teoretice de specialitate. Legile fizice ale curgerii lichidelor sînt urmate de caracteristicile pompelor centrifugale, fiind analizate, între altele, pierderile în pompă, puterile absorbite şi randamentele. În continuare se tratează aspectele constructive şi funcţionale legate de lucrul mecanic specific al paletelor şi, în încheiere, caracteristicile rotoarelor. Capitolul cuprinde o serie de date practice care ilustrează materialul teoretic.

Capitolul 3 este consacrat construcţiei şi calculului pompelor centrifugale şi axiale. În primul rînd se examinează rotoarele (radiale, diagonale şi axiale), apoi dispozitivele de conducere a fluidului şi carcasele. Cu acest prilej se enumeră materialele utilizate pentru organele pompei care vin în contact cu diferite fluide vehiculate. Paragraful următor se referă la echilibrarea împingerilor axiale, iar ultimul — la elementele de mişcare: arbori, lagăre, presgarnituri.

Funcţionarea pompelor constituie obiectul capitolului 4, la început fiind prezentate curbele caracteristice pentru diferite soluţii constructive cu precizarea modului de stabilire a punctului de funcţionare. Dintre problemele luate în considerare mai reţin atenţia aspiraţia pompelor centrifugale, cu evidenţierea mijloacelor de evitare a fenomenului de cavitaţie, şi recalcularea caracteristicilor pompelor pentru lichide vîscoase.

Capitolul 5 este organizat în două paragrafe, destinate reglării şi, respectiv, încercării pompelor centrifugale. În cuprinsul său îşi au locul metodele de modificare a montajului, dispozitivele speciale de reglare, metodele şi instrumentele de măsură.

Dintre tipurile constructive de pompe descrise în capitolul 6 o mare pondere au cele romîneşti, cum sînt pompele monoetajate cu carcasă spirală şi rotor în consolă de tip Lotru, Cerna şi Criş, pompele monoetajate orizontale cu flux dublu de tip Siret, pompele centrifugale diagonale de tip Brateş etc. De asemenea, se prezintă o serie de pompe de fabricaţie străină (U.R.S.S. R.D.G.). Legat de domeniul larg de utilizare, sînt incluse construcţia şi caracteristicile unor pompe speciale: pentru lichide încărcate cu particule în suspensie, pentru lichide cu temperaturi înalte, pompe de condens, de adîncime, submersibile, suspendate, pompe pentru lichide alterabile.

Un capitol special este rezervat pompelor autoaspiratoare. În afară de pompele cu inel lichid, cu canal lateral şi periferice, se analizează pe larg agregatele şi instalaţiile de irigaţie.

Capitolul 8 se ocupă de unele considerente privind tehnologia de fabricaţie, iar capitolul 9 — de montare, reparare şi exploatare. Relativ la montare se dau iniţial indicaţii generale, fiind elucidate apoi probleme de detaliu, ca, de exemplu, centrarea agregatelor de pompare şi a reductoarelor, alimentarea lagărelor cu lubrifianţi, cauzele şi metodele de combatere a defecţiunilor etc. Operaţiile de reparaţie descrise se referă la arbori, lagăre, pene şi canale de pană, cu specificarea particularităţilor centrării rotorului după reparaţie. Conţinutul capitolului este îmbogăţit prin date practice şi exemple numerice.

În capitolul 10 se trece la noţiuni asupra staţiilor de pompare. După clasificarea staţiilor de alimentare cu apă se indică modul de determinare a debitului şi a înălţimii totale de ridicare a staţiilor de primă şi de-a doua ridicare şi apoi se analizează particularităţile constructive ale acestor staţii. Amplasarea agregatelor în staţiile de pompare, conductele de aspiraţie şi de refulare, şocurile hidraulice şi combaterea lor fac obiectul unor paragrafe separate. În capitol se mai tratează acţionarea pompelor în cadrul staţiilor şi condiţiile de recepţie, exploatare şi întreţinere ale acestora.

Capitolul 11 prezintă reţelele de apă. Menţionăm din cuprins determinarea consumului de apă şi a pierderilor de energie în conducte, descrierea elementelor componente (conducte, piese de racordare şi îmbinări, suporţi, armături etc.) şi montarea reţelelor.

În capitolul 12 se dau indicaţii asupra utilizării, alegerii şi antrenării pompelor. Se arată că alegerea tipului de pompă comportă cunoaşterea caracteristicilor fluidului vehiculat şi parametrii care trebuie realizaţi, cum şi stabilirea numărului de agregate de pompare; în legătură cu antrenarea pompelor sînt incluse caracteristicile unor motoare asincrone trifazate cu putere de 0,8 — 14 kW.

Lucrarea oferă un material documentar corespunzător stadiului actual de dezvoltare a construcţiei de pompe centrifugale, fiind utilă atît inginerilor şi tehnicienilor din uzinele producătoare, cît şi celor din exploatare.

V. B. Gokun. **Bazele tehnologice ale construirii maşinilor** (Tehnologhiceskie osnovî konstruktirovania maşin). Moscova, Maşghiz, ediţia a treia, 1963, 736 pag., 623 fig.

Lucrarea este compusă din cinci părţi în care se examinează tendinţele moderne ale construcţiei de maşini şi ale tehnologiei de fabricaţie, criteriile de alegere a materialelor şi metodele de obţinere a semifabricatelor.

Partea întîi se ocupă de aspectele constructive ale fabricaţiei maşinilor, în cadrul a şapte capitole.

În capitolul 1 se studiază elementele fundamentale ale normalizării în construcţia de maşini, un loc important fiind deţinut de maşinile-unelte cu diferite destinaţii, pentru care se prezintă principalele scheme şi soluţii bazate pe utilizarea pieselor normalizate, unificate şi specifice. În continuare sînt luate în considerare premisele teoretice ale construirii seriilor normalizate de maşini, în conformitate cu analiza şi sinteza mecanismelor şi cu necesităţile impuse de cazurile particulare (capitolul 2).

Analiza comparativă a maşinilor, din punctul de vedere al normalizării, este extinsă la un larg domeniu, cu inserarea de numeroase date practice. Cităm, de exemplu, seriile de turbine hidraulice mari (scheme constructive, dimensiuni nominale tipizate, reducerea greutăţii şi a consumului de metal prin normalizare), indicii caracteristici ai seriei normalizate de compresoare fără cap de cruce şi ai reductoarelor cilindrice cu două trepte etc.

Metodica de alegere a parametrilor seriilor tipizate de maşini este tratată separat (capitolul 4), subliniindu-se importanţa rezolvării a două probleme: stabilirea progresiei care stă la baza seriei de dimensiuni (aritmetică, geometrică sau mixtă), şi decurgînd din aceasta, fixarea numărului de tipodimensiuni. Problemele sînt reluate în capitolul 5, axat pe ideea că un nou tip de maşină nu trebuie cotat ca o individualizare specială a construcţiilor existente, ci ca o variantă modernizată, ceea ce oferă posibilitatea utilizării unui mare număr de piese şi subansambluri unificate pentru toate tipurile şi tipodimensiunile. Şi în acest caz discuţia cuprinde o gamă largă de maşini: compresoare şi pompe, excavatoare şi macarale, maşini-unelte şi maşini agricole etc.

În capitolul 6 se argumentează considerentele teoretice anterioare prin practica construirii seriilor normalizate de maşini. Cu acest prilej se menţionează experienţa principalelor uzine sovietice; totodată se prezintă caracteristicile diferitelor tipuri de maşini din seriile normalizate.

Latura tehnico-economică a normalizării în construcţia de maşini este tratată în capitolul 7, în care un obiectiv important este economia de material introdusă prin această orientare.

Partea a doua abordează aspectele tehnologice ale normalizării maşinilor şi este alcătuită din patru capitole.

După ce în capitolul 1 se dau elementele fundamentale prin examinarea seriilor tehnologice ca punct de plecare al tipizării proceselor tehnologice, în capitolul 2 sînt analizate direcţiile principale de normalizare şi de unificare ale echipamentelor necesare prelucrării mecanice. Paragrafele capitolului conţin recomandări de ordin constructiv privind dispozitivele pentru maşini-unelte, criteriile de alegere a sistemului de echipare a acestora şi eficienţa lor tehnico-economică. Ilustrarea textului este asigurată de numeroase schiţe şi desene de execuţie.

Etapa următoare se răsfrînge asupra echipamentelor tehnologice pentru elaborarea diferitelor tipuri de semifabricate (capitolul 3), în timp ce în final se prezintă condiţiile de normalizare a utilajelor pentru reajustarea maşinilor (capitolul 4).

Partea a treia cuprinde două capitole în care se pune problema alegerii materialelor şi a condiţiilor fundamentale de stabilire a procedeelor şi metodelor de execuţie a semifabricatelor pentru organe de maşini. Primul capitol, avînd o amploare mai mică, precizează cerinţele impuse materialelor, caracteristicile acestora şi elementele de diferenţiere în ceea ce priveşte utilizarea. În cel de-al doilea, o mare pondere are comparaţia diverselor procedee din cadrul aceleiaşi metode.

Organizată în opt capitole, partea a patra se ocupă tot de obţinerea semifabricatelor, trecînd la analiza detaliată a tehnologiilor proprii fiecărui procedeu.

Astfel capitolul 1 este consacrat semifabricatelor turnate, avînd ca obiective generale creşterea preciziei de lucru, a rezistenţei şi a calităţii semifabricatelor. Dintre problemele abordate menţionăm variaţia dimensiunilor semifabricatului în funcţie de dispoziţia sa în formă, variaţia greutăţii în funcţie de soluţiile constructive, influenţa turnării sub presiune asupra preciziei dimensionale.

În acelaşi mod sînt redactate următoarele două capitole — semifabricate forjate la cald şi la rece, după care se examinează tehnologia de fabricaţie a semifabricatelor sudate (influenţa metodei de lucru asupra formei, dependenţa rezistenţei, preciziei şi rigidităţii faţă de formă etc.) (capitolul 4).

După prezentarea sumară a tehnologiei de fabricaţie a semifabricatelor din materiale plastice şi materiale metaloceramice, în ultimele două capitole se studiază elementele tehnologice utilizate la prelucrarea mecanică a organelor de maşini şi, respectiv, la montarea acestora. Din capitolul 7 sînt demne de reţinut considerentele referitoare la alegerea bazelor tehnologice, la calculul adaosurilor de prelucrare în conformitate cu precizia funcţională dată a piesei, la gradul de rugozitate a suprafeţelor; din capitolul 8 se detaşează modificarea procedeelor de îmbinare şi de asociere a organelor.

În partea a cincea, care are o dezvoltare mai redusă, studiul maşinilor este privit din punctul de vedere al corespondenţei soluţiilor constructive cu posibilitatea de a realiza un proces tehnologic simplu, raţional. Analiza efectuată scoate în evidenţă factorii hotărîtori ai perfecţionării tehnologiei şi, ca urmare, ai creşterii productivităţii muncii.

Lucrarea reuneşte un bogat material în problema construcţiei de maşini la nivelul tehnicii actuale, fiind utilă inginerilor constructori şi tehnologi, studenţilor din institutele politehnice.

S. A. Cernavskii. **Lagăre de alunecare** (Podşipniki skoljenia). Moscova, Maşghiz, 1963, 243 pag. 114 fig.

Lucrarea cuprinde elementele fundamentale privind calculul şi construcţia lagărelor de alunecare, caracteristicile materialelor antifricţiune şi lubrifianţii, fiind împărţită în opt capitole.

Capitolul 1 prezintă noţiuni generale referitoare la alegerea tipului de lagăr şi la frecarea în lagărele de alunecare.

Capitolul 2 este consacrat materialelor pentru lagăre, în primul rînd fiind indicate fontele utilizate la fabricarea carcaselor şi fontele antifricţiune. În continuare se examinează aliajele antifricţiune neferoase (bronzuri, alămuri, babbit, aliaje de aluminiu), cu specificarea caracteristicilor tehnice în conformitate cu prescripţiile GOST. Paragrafele următoare se ocupă de materialele metaloceramice şi plastice, în final fiind amintite alte materiale nemetalice (de exemplu, lemn de esenţă tare).

Problema lubrifianţilor este abordată în capitolul 3, printr-o scurtă prezentare a condiţiilor pe care trebuie să le îndeplinească. Pe lîngă caracteristicile uleiurilor petroliere şi sintetice şi ale unsorilor consistente sînt incluse în capitol şi caracteristicile altor materiale de ungere; de asemenea, se dau unele indicaţii asupra lubrificaţiei cu gaze.

În capitolul 4 se elaborează calculul la presiune specifică şi la încălzire. Cu acest prilej se precizează valorile practice ale diferiţilor parametri, cum sînt presiunea specifică, coeficientul de uzură şi coeficientul de frecare.

Avînd o dezvoltare mai amplă capitolul 5 trece la calculul hidrodinamic al lagărelor de alunecare. După noţiuni fundamentale, se determină forţa portantă a peliculei de ulei, se studiază comportarea acesteia în timpul rotirii fusurilor şi problemele pierderilor de lubrifiant din suprafaţa de lucru. Transmiterea căldurii la lagărele de alunecare constituie obiectul unui paragraf special, după care se dau cîteva exemple numerice de calcul. Capitolul se încheie cu calculul lagărelor a căror ungere se realizează cu ajutorul peliculelor de gaz.

În capitolul 6 se ia în discuţie stabilitatea fusurilor în pelicula de lubrifiant cu aplicare la diferite tipuri de lagăre: cilindrice, cu inel flotant etc. Îşi găseşte locul aici efectul de amortizare a peliculei de ulei la lagăre cu mai multe zone de ungere.

Capitolul 7 este destinat construcţiei lagărelor de alunecare. În afară de lagărele standardizate şi normalizate, pentru care se prezintă forma şi dimensiunile prevăzute în GOST şi norme MN, se analizează unele construcţii speciale, ca lagărele interschimbabile Carowerk şi Gleitlagergesellschaft şi cuzineţi palieri pentru motoare, turbine şi generatoare.

Capitolul 8 tratează despre lagărele axiale. Dintre problemele examinate menţionăm construcţia şi calculul lagărelor axiale plane, hidrostatice şi cu segmenţi, dependenţa viscozităţii de temperatura de lucru, calculul deformaţiilor elastice ale segmenţilor etc.

Lucrarea este redactată la un nivel teoretic superior, conţinînd şi numeroase indicaţii şi valori practice necesare în proiectare. Ca atare este utilă inginerilor şi tehnicienilor din institutele de proiectare şi de cercetări ştiinţifice, ca şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior.

Planificarea întreprinderii şi eficienţa economică a tehnicii noi. I.D.T. caiet selectiv, vol. IV, nr. 2, 1964.

În cuprins apar printre altele şi articolele: ,,Planificarea operativă a aprovizionării tehnico-materiale în industria constructoare de maşini", de M. Hàtle şi ,,Planificarea reparaţiilor la maşini şi utilaje cu ajutorul cartelelor perforate", de J. Trmal.

În primul articol se arată că aplicarea noului sistem de planificare trimestrială a aprovizionării tehnico-materiale s-a reflectat pozitiv în dinamica de lungă durată a stocurilor de producţie, care s-au redus simţitor, concomitent cu creşterea însemnată a volumului producţiei în toate întreprinderile din ramura respectivă.

În sistemul de planificare anuală şi trimestrială a aprovizionării s-au introdus elemente noi ca : fişa de consum, fişa de balanţă şi de magazie, de aprovizionare, de dispoziţie, fişa centralizatoare, de consum şi fişa centralizatoare de balanţă ; utilizarea şi importanţa respectivă sînt analizate în cuprinsul articolului.

Din experienţa întreprinderilor constructoare de maşini-unelte şi scule, privind planificarea operativă a aprovizionării tehnico-materiale, rezultă că gospodărirea în bune condiţii a stocurilor de producţie depinde nu numai de activitatea proprie, ci şi de caracterul real al planurilor operative de producţie, de calitatea normelor tehnico-economice de consum de materiale cum şi de buna organizare a modificării acestor norme.

În consecinţă nivelul planificării operative al producţiei şi al stabilirii normelor tehnico-economice de consum de materiale influenţează în mare măsură calitatea aprovizionării.

Cel de-al doilea articol arată că în întreprinderile constructoare de maşini din R. S. Cehoslovacă au fost aplicate unele metode de conducere şi organizare a reparaţiilor la maşini şi utilaje, folosind ca metodă înaintată cartelele perforate.

La fabrica de motociclete CZ, unde se aplică descentralizarea pe secţii, această metodă a planificării reparaţiilor a permis reducerea volumului de muncă administrativă şi lichidarea unor importante diferenţe.

Sistemul cartelelor perforate constă în aceea că planificatorul secţiei întocmeşte, pe baza normativelor privind ciclurile de reparaţii, planurile de perspectivă ale reparaţiilor preventive periodice (R.P.R.). Planul anual se întocmeşte cu ajutorul cartelelor perforate, sub formă de tabulograme care cuprind toate categoriile de reparaţii conform ciclului de reparaţii.

În cartelă sînt imprimate dinainte toate datele de bază privind maşina şi reparaţia ei. Spre sfîrşitul anului curent, planificatorul împrumută mecanicului secţiei fişele de evidenţă a reparaţiilor. În aceste fişe sînt înregistrate termenele la care au fost efectuate reparaţiile. Pe baza acestor termene, planificatorul stabileşte termenele de execuţie a reparaţiilor din anul următor. Acestea, prelucrate şi corectate, se predau la staţia de evidenţă mecanizată, unde, pe baza lor, se întocmeşte o tabulogramă sistematizată pe secţii.

Acest sistem este foarte avantajos în întreprinderile unde există staţii de evidenţă mecanizată.

T. M. Basta. **Hidraulica în construcţia de maşini**. Moscova Maşghiz, 1963, 700 pag., 472 fig., 93 tab., 179 ref. bibl.

Lucrarea reprezintă un îndreptar referitor la problemele privind alegerea, calculul, proiectarea, fabricaţia şi utilizarea agregatelor hidraulice în diferite ramuri ale construcţiei de maşini. Astfel, se analizează problemele de proiectare a pompelor, motoarelor hidraulice (verinelor), transmisiilor hidraulice, a dispozitivelor de distribuţie, de siguranţă şi de reglaj, a instalaţiilor hidraulice de urmărire, a organelor de etanşare, de filtrare, şi a agregatelor auxiliare, prezentîndu-se schemele tipizate respective.

În prima parte a lucrării se analizează problemele instalaţiilor de acţionare hidraulică.

Capitolul I cuprinde calculul parametrilor principali ai scurgerii prin conducte.

În continuare se studiază fenomenele de scurgere a lichidelor prin diafragme, ajutaje şi fante înguste, se analizează viteza de transmitere a impulsului hidraulic, şocul hidraulic, presiunea hidrodinamică a jetului de lichid asupra pereţilor şi se precizează calculul bilanţului termic al sistemului.

În capitolul II se face o amplă expunere asupra lichidelor de lucru şi asupra proprietăţilor lor, considerîndu-se şi unele fenomene fizice care apar în timpul funcţionării circuitelor hidraulice : dizolvarea gazelor, amestecul mecanic de aer-lichid, elasticitatea vaporilor saturaţi etc. În încheiere sînt prezentate lichidele utilizate în instalaţiile de acţionare hidraulică, cum şi condiţiile tehnice respective.

Problema cavitaţiei face obiectul unui capitol special. Se prezintă calculul pompelor la cavitaţie şi procedeele moderne de combatere a cavitaţiei şi efectele acesteia.

În capitolul IV se analizează problemele de metrologie care intervin în tehnica acţionărilor hidraulice, prezentîndu-se unităţile de măsură şi aparatele de determinare respective.

În partea a doua lucrarea tratează probleme de ordin constructiv, funcţional şi de exploatare a pompelor şi motoarelor hidraulice.

În capitolul I se prezintă calculul şi construcţia pompelor radiale cu pistoane şi a organelor de distribuţie, se trece apoi la calculul şi construcţia motoarelor hidraulice cu cuplu mare.

În capitolul III se analizează calculul, proiectarea şi construcţia pompelor şi motoarelor axiale cu piston.

În continuare se tratează problema distribuţiei lichidului şi se realizează o analiză organologică a elementelor şi a ansamblului articulat pentru acţionarea pistoanelor. Ca un caz particular se prezintă pompele cu cilindri înclinaţi.

În capitolele următoare se prezintă pompele cu roţi dinţate, motoarele hidraulice cu roţi dinţate, pompele elicoidale (cu şurub), pompele cu angrenare interioară şi cele cu angrenare exterioară.

Capitolul V este consacrat în întregime pompelor şi motoarelor hidraulice radiale. Se studiază debitul teoretic şi calculul parametrilor funcţionali şi se prezintă pompele cu palete cu dublu efect, cele cu palete fixe şi motoarele hidraulice cu palete. Se analizează problema duratei de funcţionare a acestor agregate şi aceea a fabricaţiei respective.

În capitolul VI se studiază problemele specifice transmisiilor hidraulice volumice, viteza transmisiei, randamentul transmisiei, reducerea zgomotului de funcţionare etc.

Sursele de zgomot şi metodele de amortizare respective formează obiectul capitolului următor.

Ultimul capitol în legătură cu construcţia, funcţionarea şi exploatarea pompelor şi motoarelor hidraulice cuprinde prezentarea schemelor tipizate şi a calculelor fundamentale pentru cilindrii de forţă utilizaţi în sistemele de acţionare hidraulică. Sînt analizate şi o serie de soluţii constructive pentru lacăte mecanice şi zăvoare de blocare a pistoanelor.

Partea a treia este rezervată dispozitivelor de comandă, reglaj şi de distribuţie.

În primul capitol apare o analiză de principiu schematică a distribuitoarelor de lichid, în cadrul căreia se precizează funcţiunea sertarelor, a robinetelor şi a supapelor, care constituie dispozitivul de distribuţie.

Din gama de distribuitoare se tratează în mod special, distribuitoarele cu sertar, acestea fiind aparatele de distribuţie cele mai uzuale.

Analiza tratînd în mod special distribuţia cu sertar, se încheie cu prezentarea unor tipuri caracteristice de sertare : cu servoacţiune (cu sertar pilot), diverse construcţii tipizate de sertare, sertare cu element distribuitor plan etc.

Capitolul II este consacrat supapelor de siguranţă şi de reducţie, iar capitolul următor problemelor reglajului cu ajutorul diafragmelor.

În continuare, se realizează o trecere în revistă a principalelor dispozitive auxiliare, din punct de vedere constructiv şi funcţional.

Sînt analizate sincronizatoarele de viteză, dispozitivele pentru izolarea tronsonului defectat, supapele de dozare, supapele de sens unic, manşoanele de separaţie, supapele de obturare cu acţiune unilaterală, limitatoarele de debit, zăvoarele hidraulice, supapele pentru reglajul automat al sensului de curgere, releele de presiune, amortizoarele de şocuri hidraulice etc.

Problemele referitoare la acumulatoare şi la stabilitatea funcţională a instalaţiilor hidraulice sînt analizate în cadrul unor capitole speciale.

Partea a patra a lucrării este consacrată amplificatoarelor şi transformatoarelor hidraulice. Se prezintă o serie de probleme în legătură cu utilizarea amplificatoarelor, se evidenţiază metodica de calcul pentru instalaţiile tip ajutaj şi se analizează constructiv şi funcţional diferitele transformatoare hidraulice de presiune.

Partea a cincea este rezervată problemelor de transport şi filtrare a lichidelor, iar în partea a şasea se analizează în amănunt problemele de etanşare.

Ultima parte a lucrării este dedicată problemelor de fabricaţie şi de încercare a agregatelor hidraulice.

Diferitele aspecte ale tehnologiei de fabricaţie sînt analizate în amănunt : pulberile de şlefuire şi superfinisare, prelucrarea suprafeţelor cilindrice exterioare, precizia geometrică a suprafeţelor conjugate, sporirea durităţii superficiale, acoperiri anticorosive etc. În legătură cu încercarea instalaţiilor şi a agregatelor hidraulice, se prezintă aspecte speciale referitoare la încercarea tuburilor flexibile şi a conductelor, încercarea pompelor, a motoarelor hidraulice, a cilindrilor de forţă etc.

În anexa lucrării se prezintă sistemul internaţional de unităţi, cum şi un vast material bibliografic.

Lucrarea considerată este de o reală utilitate cadrelor tehnice de specialitate, care lucrează în domeniul proiectării, construcţiei şi exploatării transmisiilor hidraulice.

L. Miller. **Răspunderea materială a angajaţilor.** Fapta sau acţiunea ca o condiţie a ei. Bucureşti Editura Academiei R.P.R., 1964, 318 pag.

La 30 mai 1950, prin adoptarea Codului muncii, a fost instituită, printre altele, o nouă reglementare a răspunderii materiale a angajaţilor, clădită pe principii care sub o serie de aspecte se deosebesc de acelea care stau la baza răspunderii civile de drept comun.

Răspunderea materială — termen prin care în tot cuprinsul lucrării se înţelege răspunderea materială a angajaţilor pentru pagubele cauzate organizaţiilor socialiste la care lucrează — constituie un aspect propriu numai dreptului socialist, în dreptul burghez, angajaţii, care cu prilejul muncii cauzează prejudicii patronului, răspund, în general, după normele de drept comun care, desigur, nu instituie un regim de protecţie în favoarea celor ce muncesc.

Lucrarea cuprinde un număr de cinci capitole. In primul capitol se defineşte rolul faptei în domeniul răspunderii materiale, sfera faptelor care interesează răspunderea materială, rolul educativ al răspunderii materiale. Celelalte capitole se ocupă pe larg, într-o prezentare clară, despre trăsăturile specifice sau condiţiile faptei (acţiunii). Clasificarea acţiunilor, cazurile în care răspunderea materială nu poate interveni din cauza lipsei faptei sau acţiunii şi dovada faptei, constituie numai unele dintre aspectele analizate.

Autorul ocupîndu-se de o serie de probleme teoretice s-a străduit să rezolve numeroasele probleme care se pun în practică în legătură cu tema cercetată. Expunerile teoretice sînt corelate cu considerarea aplicaţiilor practice, iar problemele practice sînt rezolvate în lumina consideraţiilor de ordin teoretic.

S-a ţinut seamă totodată ca în cadrul diferitelor probleme, soluţiile propuse să tindă a situa răspunderea materială — ca parte componentă a dreptului în corelaţie cu dezvoltarea acestuia — pe linia adîncirii continue a democratismului socialist.

În felul acesta, soluţiile preconizate în lucrare, corespunzînd conştiinţei juridice socialiste din etapa actuală, contribuie ca răspunderea materială să-şi poată îndeplini cu o eficienţă mereu sporită importantul său rol educativ.

Lucrarea considerată este de o reală utilitate pentru toţi salariaţii din instituţii şi întreprinderi.

P. N. Belianin şi I. S. Cernenko. **Filtre şi purificatoare pentru sisteme hidraulice utilizate în aviaţie.** Moscova, Maşinostroienie, 1964, 255 pag.

În cadrul lucrării sînt expuse bazele teoriei calculului şi proiectării filtrelor şi purificatoarelor pentru lichidele utilizate în instalaţiile avioanelor.

Sînt descrise, de asemenea, particularităţile de fabricaţie, procedeele şi mijloacele de încercare şi control pentru filtre şi purificatoare, şi sînt analizate problemele de exploatare respective, lucrarea constituind o încercare de sinteză a experienţei acumulate în domeniul cnsiderat.

Primul capitol cuprinde clasificarea mijloacelor de filtrare şi purificare a lichidelor folosite.

În capitolul următor sînt prezentate bazele teoretice ale procesului de filtrare, caracteristicile de bază ale mediului poros şi ale filtrelor, calculul filtrelor şi determinarea eficienţei lor.

Sînt evidenţiate apoi proprietăţile materialelor filtrate, dîndu-se indicaţii asupra alegerii acestora pe baza studiului comparativ respectiv, iar în cadrul unui capitol special sînt analizate bazele teoretice de purificare a lichidelor în cîmpuri de forţe, rezultînd elementele de calcul necesare. În mod special se analizează purificarea lichidelor în cîmp electrostatic, în cîmp centrifugal şi în cîmp magnetic.

Următoarele două capitole sînt consacrate construcţiei şi particularităţilor de fabricaţie a filtrelor cu fantă, cu site, cu mase poroase şi a purificatoarelor electrice, magnetice şi centrifugale etc. Încercarea şi exploatarea filtrelor şi purificatoarelor formează obiectul unei analize speciale.

În ultimul capitol sînt redate metodele de spălare a instalaţiilor hidraulice în condiţiile de exploatare sau reparaţie a avioanelor, prezentîndu-se o serie de bancuri şi dispozitive uzuale pentru alimentare şi spălare.

În continuare se stabilesc metodele de control al purităţii lichidelor de lucru, proprietăţile acestora, şi se analizează funcţionarea filtrelor în instalaţiile hidraulice ale avioanelor, subliniindu-se influenţa proprietăţilor asupra procesului de filtrare; se studiază influenţa dimensiunilor, naturii şi gradului de concentraţie a impurităţilor asupra siguranţei de funcţionare şi a performanţelor agregatelor instalaţiilor hidraulice. Se fac recomandări privind utilizarea filtrelor şi purificatoarelor şi se prezintă perspectivele de dezvoltare a mijloacelor respective.

Lucrarea se adresează proiectanţilor, tehnologilor şi constructorilor, putînd fi în acelaşi timp utilă aspiranţilor şi studenţilor şcolilor superioare tehnice de aviaţie.

M. Jahoda. **The education of technologists** (Învăţămîntul tehnologic). Londra, Ed. Tavistock, 1963.

Progresul general şi rapid al tehnicii actuale, introducerea în ritm susţinut a procedeelor tehnologice noi, contopirea în producţie, tot mai mare, a ştiinţei cu tehnica fac ca problemele învăţămîntului, în general, şi ale celui tehnologic, în particular, să pretindă continuu adaptări şi completări noi, nu numai ca fond, ci şi ca organizare. Faptul că forma de învăţămînt nu poate fi modificată de la an la an nu face decît să complice găsirea soluţiei optime valabile pentru o perioadă mai îndelungată de timp.

Lucrarea încearcă să pună şi să rezolve o serie de probleme principale, insistînd în special pe justa proporţie între cursuri şi practică. Ea are nouă capitole. După o introducere în care se fundamentează problemele majore ale învăţămîntului tehnologic, în capitolul 2 se examinează unele influenţe asupra procesului de învăţămînt, iar în capitolul 3 se analizează condiţiile de admitere în institutul de învăţămînt. Capitolul 4 arată statistica părerilor, dorinţelor şi experienţei studenţilor tehnologi în diferite probleme ale învăţămîntului. Este interesant de arătat că circa 77 % din inginerii anchetaţi au afirmat că învăţămîntul a decurs, mai mult de jumătate, în mod teoretic şi că 39 % doresc să se continue în acest mod. Numai 9 % doresc mai puţină teorie. Capitolul 5 este închinat practicii industriale, capitolul 6 şi 7, îndrumării şi organizării acesteia. În capitolul 8 se analizează experienţa studenţilor în prima perioadă a practicii industriale, mai ales din punctul de vedere al aprecierii eficienţei sale în obţinerea de cunoştinţe necesare. Capitolul 9 este un rezumat al problemelor atacate în lucrare. Una dintre concluziile importante este aceea că învăţămîntul tehnologic nu poate funcţiona fără cooperarea cu industria.

Cronică

Prima sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice la Uzina de construcţii de maşini — Reşiţa

În zilele de 8—10 octombrie 1964 a avut loc la Uzina de construcţii de maşini—Reşiţa prima sesiune de comunicări cu caracter tehnico-ştiinţific.

După cuvîntul de deschidere rostit de directorul general ing. Avram Ion, a urmat cuvîntul invitaţilor, după care s-au prezentat comunicările bine documentate care au oglindit realizările şi progresul tehnic realizat de U.C.M.R.

În referatul „Perspectivele dezvoltării fabricaţiei turbinelor cu abur la U.C.M. Reşiţa", de ing. M. Cîrdu, s-a făcut o trecere în revistă a fabricaţiei de turbine de abur la U.C.M. Reşiţa, deosebindu-se pînă în prezent două etape în dezvoltarea construcţiei de turbine, şi anume : turbine cu abur cu puteri pînă la 10 MW, caracterizate prin parametrii aburului pînă la 35 ata, 435°C şi turbinele de 12 MW şi 50 MW, alimentate cu abur cu parametrii 90 ata, 535°C, respectiv 130 ata, 565°C.

S-au analizat din punct de vedere constructiv şi economic turbinele de abur fabricate pînă în prezent şi s-a făcut o comparaţie a celor mai reprezentative tipuri cu produsele similare din străinătate.

Referatul „Studiul labirinturilor la turbinele cu abur", de ing. *A. Ferencz*, a prezentat analiza sistemelor de etanşare cu labirinturi, executate din lamele subţiri, şi a metodelor de calcul termodinamice, arătînd care dintre ele poate fi considerată ca cea mai adecvată, ţinînd seamă de toţi factorii care apar în exploatare.

„Aplicarea în construcţia turbinelor cu abur a discurilor pretensionate", de ing. *A. Fülop*, în care s-a prezentat metoda de calcul pentru discul cu grosime constantă în rotaţie uniformă, în stare elastică şi plastică-elastică, bazată pe ipoteza de plasticitate a construcţiei tensiunilor tangenţiale maxime, indicînd criteriul de alegere a razei maxime admisibile a zonei plastice, descriindu-se principalele faze ale procesului tehnologic al discurilor pretensionate, cum şi părţile componente ale instalaţiei utilizate pentru supraturare ; în concluzie s-au analizat avantajele ce decurg din aplicarea metodei în construcţia de turbine şi perspectivele aplicării la alte agregate.

„Reglarea turbinelor cu abur de putere medie", de ing. *N. Mateiaş*, în care s-au prezentat cîteva aspecte ale stadiului de dezvoltare a sistemului de reglaj al turbinelor cu abur de putere medie.

„Căi noi de realizare a crapodinelor cu capacitatea portantă crescută", de *G. Holz*, în care se arată influenţa deosebită a segmenţilor hiperbolici, prin rezultate practice obţinute cu asemenea crapodine aplicate la mai multe hidroagregate construite la U.C.M.R. Pentru scoaterea în evidenţă şi a eficienţei economice, s-a făcut comparaţie între o crapodină obişnuită proiectată şi exploatată în altă parte şi una de aceeaşi încărcare axială, modernizată, proiectată la U.C.M.R., pentru un hidroagregat de 23 MW, care se află în fabricaţie.

„Studiul transmiterii de căldură la răcitorul de ulei al motorului Diesel 12 L.D.A. 28, pentru L.D.E. 2 100 CP", de ing. *O. Novy*, în care se analizează schimbul de căldură ulei-apă la răcitoarele de ulei care echipează motoarele Diesel tip 12 L.D.A. 28, montate pe locomotivele Diesel electrice 060 D.A., de 2 100 CP.

„Amortizoare cu viscozitate pentru vibraţiile la torsiune a arborilor cotiţi", de ing. *S. Miskovits*, în care se arată că în ultimul timp se impune din ce în ce mai mult utilizarea unor amortizoare de vibraţii cu frecare viscoasă, care funcţionează pe principiul amortizoarelor neacordate.

Deşi în principiu funcţionarea amortizoarelor de acest tip este foarte simplă, realizarea unui grad de amortizare dorit implică respectarea unor condiţii speciale, atît la proiectarea lor, cît şi în execuţie. Se prezintă unele dintre problemele ridicate de fabricarea acestor amortizoare la U.C.M.R.

„S.D.V. de mare productivitate pentru pompele petroliere", de ing. *A. Spinka* şi ing. *G. Hannenheim*, în care se arată aspecte legate de mărirea productivităţii în fabricaţia pompelor petroliere şi se descriu cîteva dispozitive care au rezolvat probleme importante atît din punctul de vedere al productivităţii, cît şi din cel al asigurării gradului de precizie, şi anume :

— dispozitivul pentru prelucrarea simultană a 15 canale interioare pentru ghidarea labirinturilor la carcase, fără deplasarea axială a barei de strunjit ;

— dispozitivul pentru frezarea automată a paletelor profilate pe discurile de lucru ;

— dispozitivul pentru cercetarea rapidă şi sigură a rotorului faţă de stator, evitînd pericolul de gripare a rotorului pe labirinturi.

„Dispozitive de superfinisare a suprafeţelor plane mari", de ing. *I. Drăghicescu* şi *C. Varga*, în care se descriu dispozitivele speciale de şlefuire şi superfinisare prin vibronetezire, experimentate în cadrul U.C.M.R., pentru prelucrarea suprafeţelor plane de la inelul-crapodină al lagărului axial de la turbinele hidraulice, cu care s-au obţinut suprafeţele cu rugozitate de 0,2—0,6 microni.

Dispozitivele sînt executate pentru montare în poziţie de lucru pe strung carusel, sînt prevăzute cu pietre abrazive în forme de bare şi se utilizează la suprafinisarea inelelor-crapodină cu diametre de 800—1 600 mm.

În referat s-au tratat întregul proces tehnologic şi parametrii de lucru cu rezultatele obţinute în exploatare.

„Sormaitizarea pieselor pentru pompele petroliere calde de tip 5H", de ing. *A. Kurtag*, ing. *M. Contor* şi ing. *I. Braun*, în care se descrie tehnologia de sudare, stabilită la U.C.M.R., pentru încărcarea cu sormait a pieselor de la rotoarele pompelor petroliere calde.

„Cercetări privind înlocuirea bronzurilor bogate în staniu cu siliciu şi mangan", de ing. *V. Man*, ing. *M. Vida* şi ing. *Fr. Delfi*, în care se expun încercările efectuate la U.C.M.R., în vederea elaborării şi turnării în piese a bronzului cu siliciu şi plumb, ca material de înlocuire a bronzurilor superioare pe bază de staniu (Bz 14T şi Bz 10T).

„Turnarea compoziţiei pe segmenţii lagărelor turbinelor hidraulice. Tehnologia, metode de control şi rezultatele obţinute", de ing. *V. Man*, ing. *O. Creşneac* şi *A. Lamas*, în care se descriu rezultatele şi aplicarea pe scară industrială a turnării compoziţiei pe bază de staniu, pe segmenţii lagărelor turbinelor hidraulice.

„Turnarea centrifugală de precizie a frezelor din oţel rapid", de ing. *M. Vida*, ing. *V. Disagă*, ing. *C. Penda* şi *M. Bogasievici*, prin care se arată că prin procedeul de turnare şi centrifugare se obţin freze cu un consum specific de material şi manoperă incomparabil mai redus, ciclul de fabricaţie se reduce de circa trei ori, iar frezele uzate se pot recondiţiona prin simpla turnare din nou, în scule noi.

Ca urmare a procesului hidrodinamic care se dezvoltă în masa metalică lichidă în cursul solidificării se obţine un material foarte compact, care are proprietăţi superioare materialului forjat.

Datorită cristalizării cinetice a aliajului, în timpul centrifugării se obţine o uşoară concentrare de carburi spre muchia tăietoare a sculei, ceea ce asigură o durabilitate relativ mărită a muchiei tăietoare.

Frezele astfel realizate s-au comportat în exploatare mai bine decît cele obţinute din material forjat ; preţul lor este cu circa 40 % mai mic astfel că în curînd se va trece la fabricarea lor în serie.

În discuţiile care au avut loc, participanţii la această sesiune au apreciat nivelul ridicat al comunicărilor prezentate şi au subliniat importanţa deosebită a sesiunii.

L. Grozea

Consfătuire cu tema „Metode ultrasonice de măsurare şi control"

În zilele de 29—31 octombrie 1964 a avut loc la Bucureşti consfătuirea pe ţară cu tema „Metode ultrasonice de măsurare şi control”, consfătuire organizată de Comisia de acustică a Academiei R.P.R. S-au prezentat o serie de referate de sinteză, şi anume :

„Efecte fizice şi chimice ale ultrasunetelor”, de *M. Stan* şi *L. Matei*; „Metode ultrasonice de măsurare aplicate în tehnică”, de *M. Grumăzescu* şi *M. Vlădescu*; „Defectoscopia ultrasonică în industria metalurgică şi a construcţiilor de maşini”, de *A. Bernath*; „Utilizarea defectoscopiei ultrasonice în exploatarea feroviară”, de *V. Şerban*; „Aplicarea metodelor ultrasonice în industria construcţiilor”, de *I. Făcăoaru* şi „Metode de cercetare în biologie şi medicină”, de *C. Negoiţă*.

Au fost prezentate 19 comunicări, dintre care majoritatea se referă la rezultatele cercetărilor efectuate în ţara noastră în diferite sectoare ale construcţiilor de maşini. Astfel s-au comunicat rezultatele obţinute prin controlul ultrasonic la : semifabricate şi piese finite de la instalaţiile de foraj (*M. Guţanu, T. Burduloiu, T. Adam*); laminate de oţel (*M. Băltănoiu* şi *Şontea*, de la Uzinele „Electroputere”—Craiova); osiile de vagoane (*V. Malschi, C. Gherco*, de la Uzina „Progresul” — Brăila); sudurile la conducte din oţel aliat de grosimi mari, în montajul centralelor electrice (*A. Forje*).

Lucrarea „Măsurări de atenuare a undelor ultrasonice la aliaje folosite la Uzinele „Electroputere” din Craiova şi corelarea rezultatelor cu structura şi proprietăţile mecanice ale aliajelor” arată cum s-a stabilit coeficientul de atenuare legat de structura amestecului. Metoda se foloseşte mai ales pentru materialele care nu pot fi încercate mecanic prin prelevare de epruvete.

O grupă de comunicări au scos în relief unele aspecte importante mai generale, referitoare la condiţiile reale de aplicare a metodelor ultrasonice, cum sînt : „Precizări în problema evaluării mărimii defectelor cu palpatoarele înclinate şi stabilirea unor corecţii pentru evaluarea mai comodă a mărimii defectelor din cîmpul îndepărtat prin metoda plăcilor de referenţă”, de *Vl. Şerban*. De asemenea, comunicarea „Corelaţia dintre transparenţa ultrasonică, microstructura şi caracteristicile mecanice ale osiilor de vagoane de cale ferată“ propune, pe baza unui vast material experimental, un criteriu nedistructiv pentru completarea condiţiilor de recepţie a osiilor de vagoane de cale ferată.

O serie de comunicări interesante s-au referit la cercetările efectuate la noi în ţară la Institutul politehnic din Timişoara (colectiv *C. N. Avram*) şi la INCERC — Bucureşti (colectiv *I. Făcăoaru*), care privesc : întărirea betoanelor vibrate şi revibrate, controlul calităţii betonului cu ultrasunete pe şantiere, aplicarea normelor romîneşti pentru încercarea betonului cu ultrasunete, determinarea rezistenţei betoanelor prin măsurări de atenuare ş.a.

Au fost prezentate şi unele lucrări în domeniul fizicii şi biologiei.

Consfătuirea a permis realizarea pentru prima oară la noi în ţară a unui schimb de experienţă extrem de util între specialiştii care lucrează în acest domeniu. Referatele şi comunicările prezentate, discuţiile purtate de cei aproape 100 de participanţi la consfătuire au scos în evidenţă importanţa deosebită pe care o au ultrasunetele în ştiinţa şi tehnica mdernă.

Ultrasunetele, domeniu al construcţiei moderne, prezintă un mare caracter de generalitate, acestea putînd fi larg folosite în tehnica industrială, în fizică, chimie, medicină, biologie etc.

În comparaţie cu alte metode nedistructive, metodele ultrasonice de măsurare şi control prezintă o serie de avantaje :

— nu necesită instalaţii prea complicate şi costisitoare ;

— permit detectarea chiar şi a defectelor mici şi ascunse ;

— nu sînt periculoase pentru organismul uman, în cazul măsurărilor efectuate timp mai îndelungat la controlul produselor de serie, aşa cum sînt metodele ce folosesc razele X şi razele gama.

Consfătuirea a scos în evidenţă necesitatea extinderii metodelor ultrasonice de măsurare şi control şi în alte sectoare ale construcţiei de maşini în care asemenea metode nu sînt sau sînt prea puţin folosite. De asemenea, s-a arătat necesitatea dezvoltării şi dotării şi mai departe a laboratoarelor cu aparatura necesară, precum şi grija ce trebuie acordată formării specialiştilor de toate gradele.

Sesiunea de comunicări tehnico-ştiinţifice a G.U.A.E.I.A.

În zilele de 16—17 octombrie 1964 a avut loc, în sala de festivităţi a Institutului de proiectări de elemente de automatizare, sesiunea tehnico-ştiinţifică a Grupului de uzine de aparataj electrotehnic şi instalaţii de automatizare, cu tema : „Calitatea produselor, preocupare permanentă în cadrul grupului de uzine”.

Programul sesiunii a fost deschis prin cuvîntul rostit de tov. director tehnic ing. *Schönberger V.*

A urmat apoi prezentarea referatelor. În partea I s-au expus referate privind Institutul de automatizare, telemecanică şi transmisiune.

Astfel ing. *M. Duma* de la I.P.A. a prezentat referatul : „Aparatura de telemecanică pentru sonde de petrol în pompaj tip AF 311. Realizare şi experimentare industrială”. Acest gen de aparatură este realizat în două variante una pentru sonde de ţiţei şi alta pentru sonde de gaze (diferenţa dintre cele două variante constă numai în modificarea programului de lucru al postului de comandă).

Aparatura este realizată în majoritate cu elemente de construcţie statică sau amplificare cu tranzistoare montate pe plăci cu circuite imprimate.

Ing. *A. Tatu, A. Steleanu* şi *D. Teodoru* au prezentat referatul : „Realizări în echiparea cazanelor şi utilajelor neindustriale fabricate în ţară, proiectate de I.P.A. şi executate de G.U.A.E.I.A. (1960—1964)”, în care se prezintă situaţia automatizării, controlului termotehnic, protecţiei şi reglării automate a cazanelor Vulcan din seria CR de 10 t/h, de 20 t/h şi 50 t/h. Se face o trecere în revistă a etapelor parcurse în automatizarea acestor obiective, a problemelor de aparatură şi soluţiile respective, cum şi a problemelor ce urmează a fi rezolvate în etapele următoare.

Ing. *A. Cuşuta* prezintă referatul : „Automatizări în fabricile de sticlă şi ciment”, în care se face o expunere sumară a realizărilor, soluţiilor, nivelului tehnic, a dificultăţilor întîmpinate în introducerea automatizării în industria sticlei şi cimentului, cum şi a instalaţiilor de automatizare realizate la Fabrica de geamuri — Scăieni şi la linia de ciment CR 800 de la Fabrica de ciment—Fieni, de asemenea şi o expunere a punctului de vedere al I.P.A. în privinţa perspectivelor de introducere şi dezvoltare a automatizării în alte sectoare ale industriei.

În continuare, ing. *Al. Asultanei* (I.M.I.A.) prezintă referatul : „Reglajul automat cu regulatoare electrice Komega” în care se face o descriere sumară a elementelor regulatoarelor, detaliindu-se îndeosebi problemele legate de caracteristicile de reglaj ale acestui gen de regulatoare şi dîndu-se performanţele obţinute pe diferiţi parametri la cîteva obiective.

Ing. *E. Tătescu*, ing. *I. Milescu* şi ing. *I. Bandel* (Uzinele „Electromagnetica”) prezintă referatul : „Sisteme telefonice la curenţi purtători. Realizări şi perspective”, în care se prezintă pe larg problema asimilării sistemelor de curenţi purtători, se face o descriere a sistemelor ST 2 şi ST 24, care au fost asimilate (schema-bloc), arătînd realizarea lor constructivă, cum şi posibilităţile de dezvoltare a fabricaţiei lor în ţara noastră. Referatul mai prezintă o serie de consideraţii teoretice asupra importanţei filtrării şi liniarizării circuitelor împotriva perturbaţiilor din sisteme.

Ing. *Genunchi* („Electrotehnica”) prezintă referatul : „Echipament electric pentru electrofiltre”, în care se face o scurtă prezentare a electrofiltrelor şi a principiilor de funcţionare, se descrie echipamentul electric pentru electrofiltre produs de ET şi avantajele lui asupra altor echipamente similare. Referatul mai arată creşterea calitativă a acestora faţă de primele serii produse.

Ing. *Vl. Cleja*, prezintă referatul: „Dispecer de cale ferată cu selecţie în cod de impulsuri şi comutaţie statică”, în care se prezintă o instalaţie de telecomandă şi telecontrol de la un singur post de control al macazurilor semnalelor şi liniilor de circulaţie dintr-un număr de pînă la 18 staţii de cale ferată. Comanda şi controlul se fac de la un panou sinoptic ce reproduce situaţia grafică a staţiilor respective. Aparatura se construieşte la U.E.M. pe baza proiectelor I.P.A., avînd majoritatea elementelor fabricate în ţară.

Se arată că experimentarea seriei zero a dat rezultate bune şi că utilizarea instalaţiei va duce la mărirea traficului cu 10%, nemaifiind necesar un supliment de investiţii.

Ing. *L. Beghegeanu* prezintă referatul: „Automatizări în domeniul minier. Realizări şi orientări în viitor”, în care se prezintă pe scurt principalele sectoare tehnologice din industria minieră şi se analizează apoi diferenţiat, pe fiecare sector în parte, stadiul actual al automatizării pe plan mondial şi tendinţele de dezvoltare; se scoate în evidenţă automatizarea unor importante agregate ca: maşinile de extracţie, combine — haveuze, staţii de ventilatoare, compresoare şi pompe pentru evacuarea apei din subterane şi altele, şi se arată necesitatea şi posibilităţile dispecerizării în transportul minier, prin realizarea unor instalaţii S.C.B. similare celor din transportul feroviar, preconizînd utilizarea unor maşini de calcul în cazul volumelor mari de transport.

Ing. *Marcela Adam*, ing. *O. Scînteie* şi ing. *V. Crăciunoiu* prezintă referatul: „Automatizarea serelor legumicole”, în care se descrie în amănunt o instalaţie realizată după proiectul I.P.A., se arată rezultatele obţinute în exploatare şi posibilităţile de viitor pentru îmbunătăţirea automatizării climatului artificial de seră.

Ing. *Genunchi* („Electrotehnica”) prezintă referatul: „Dispozitiv de electrosecuritate pentru transformatoare de sudură”, în care se prezintă condiţiile ce se cer unui astfel de dispozitiv, atît din punctul de vedere al electrosecurităţii, cît şi din punctul de vedere al protecţiei muncii; se descrie funcţionarea dispozitivului DE-300 realizat la ET, pe bază de amplificatoare magnetice, şi avantajele lui faţă de alte tipuri de astfel de dispozitive, cum şi rezultatele obţinute în funcţionare de acest dispozitiv.

Ing. *L. Bivolaru* (I.M.I.A.) prezintă referatul: „Importanţa amplasărilor şi a soluţiilor constructive pentru prizele de prelevare a impulsurilor în instalaţiile de automatizare, măsura de control a proceselor industriale cu constante de timp mari”, în care se expune rolul prizelor de prelevare a impulsurilor, felul în care aşezarea şi soluţiile constructive afectează precizia măsurărilor şi a reglajului automat, făcîndu-se recomandări pentru rezolvarea optimă a acestei probleme.

În partea a II-a a sesiunii se expun referate pe tema: „Îmbunătăţirea produselor şi a producţiei”.

În cadrul acestei părţi s-au prezentat referatele: „Calitatea, criteriu esenţial în proiectarea şi reproiectarea aparatelor de joasă tensiune”, ing. *Dragoş Simulescu* („Electroaparataj”), în care se expun principiile şi soluţiile constructive adoptate pentru modernizarea întreruptoarelor automate şi contoarelor, arătîndu-se caracteristicile şi performanţele noilor produse.

„Probleme ale calităţii termocuplurilor şi termorezistenţelor fabricate la I.I.S. „Automatica”, de ing. *Augustin Moraru*, în care se analizează principalele probleme teoretice şi practice ale calităţii termocuplurilor şi termorezistenţelor fabricate de I.I.S. „Automatica” din 1958 şi pînă în prezent, stadiul actual al rezolvării problemei şi se arată perspectivele de viitor.

„Realizări din U.E.M. pe linia proiectării contoarelor monofazate”, de ing. *Gh. Parpariţa* (Uzinele „Electromagnetica”).

„Antiparazitarea produselor întreprinderii „Electrotehnica”, de ing. Eugen Aronovici.

„Redresoare stabilizate”, de ing. *Alex. Ghica* (Uzinele „Electromagnetica”).

„Îmbunătăţirea micromotorului sincron tip M.S.M. 200”, de ing. *Violeta Mitea* (I.I.S. „Automatica”), în care se face o analiză a părţii constructive, din care rezultă poziţia, pe plan mondial, a tipului ales şi o analiză detaliată a soluţiilor tehnologice care asigură condiţiile tehnice şi economice. Prezintă date comparative privind evoluţia soluţiilor în timp de 4 ani, ajungîndu-se la soluţia modernă utilizată în prezent.

„Metode de control tehnic, la „Electroaparataj”, de ing. *T. Cănescu*.

„Metode noi de control în fabricaţia de piese de serie mare şi mijlocie”, de ing. *Oct. Mangiurea*, de la U.E.M., în care se expun tendinţele moderne de control dimensional, cu ajutorul maşinilor automate prevăzute cu organe proprii de control şi reglaj, dîndu-se exemplu o schemă simplă de comandă. „Metrologia, factor activ în realizarea unei calităţi superioare”, de ing. *M. Stănciulescu*; („Electroaparataj”). Prezintă principalele direcţii ale activităţii laboratorului metrologic şi aportul adus în procesul de producţie al diferitelor secţii prin asigurarea aparaturii necesare măsurării temperaturilor, presiunilor etc. Expune o serie de lucrări de etalonare, verificare şi marcare a unor instrumente de măsură în cadrul laboratorului.

„Organizarea activităţii metrologice în Uzinele „Electromagnetica” în scopul ridicării calităţii produselor”, de ing. *Gheorghe Slapciu*.

„Instalaţia de tip D.I.S. Armescope de verificat rotoare pentru micromotoare”, de ing. *Stefan Marcu*, de la ET.

„Importanţa calităţii sculelor în obţinerea unor produse de calitate”, de ing. *Depavscheg* şi ing. *Martin* („Electroaparataj”).

„Contribuţia laboratorului uzinal EA la îmbunătăţirea calităţii produselor şi promovarea progresului tehnic”, de ing. *Eliza Feldman* („Electroaparataj”).

În partea a III-a a sesiunii se expun referate pe tema: „Elemente de automatizare şi acţionări electrice”; „Aparatura electrotehnică pentru automatizarea maşinilor-unelte, asimilată în G.U.A.E.I.A., ca urmare a activităţii I.P.A.“, de ing. *A. Predoiu* (I.P.A.).

„Sistem de comutaţie statică UNILOG”, de ing. *A. Argintaru* (I.P.A.).

„Sistemul de reglare unificat, tranzistorizat pentru procese dinamice rapide UNIDIN de la I.P.A.”, de ing. *G. Weinrich*, ing. *I. Landau*, ing. *M. Constantinescu*, ing. *I. Mihăilescu* şi ing. *Ştefan Gavăţ*, de la Uzinele „Electromagnetica”. „Calitatea aparatelor Hokushin”, de ing. *Constantin Ungureanu* (G.U.A.E.I.A.).

„Măsurări în fabricaţia elementelor de automatizare la firma Hokushin-Tokio”, de ing. *I. Bătrîna* (G.U.A.E.I.A.).

„Perspectiva asimilării elementelor de automatizare în R.P.R.”, de ing. *I. Papadache*, ing. *Gh. Tunsoiu* şi ing. *V. Schönberger*.

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîșlennosti nr. 10/1964: *Vzorov, B. A.* — Durabilitatea motoarelor și căile ei de mărire în producție; *Suhareva, L. S.* — Influența formei camerei de ardere asupra tendinței motorului cu carburator la detonație; *Refker, M. I.* — Experiența funcționării motorului Diesel în patru timpi pe benzină; *Pokrovski, G. P.* — Alegerea dozatoarelor electromagnetice pentru sistemele de injecție cu comandă electronică; *Rîjko, L. S.* — Dispozitivul de priză cu deflector al combustibilului din rezervorul automobilului KrAZ; *Gorbanevski, V. E.* — Calculul arcurilor de dimensiuni mici ale supapelor de refulare ale pompelor de injecție cu care sînt echipate motoarele Diesel rapide; *Bociarov, N. F., Gusev, V. I., Makarov, S. G., Semenov, V. M.* și *Kradinov, E. B.* — Particularitățile rulării anvelopelor pe drum tare și pe terenuri deformabile; *Safonova, I. A.* și *Skinder, I. B.* — Studiul lichidelor amortizoarelor telescopice moderne; *Belenki, I. B., Imașeva, N. P.* și *Lomako, D. M.* — O metodă aproximativă de calcul al oscilațiilor libere ale suspensiilor neliniare de automobile; *Epștein, A. L.* — Electrogenerator pentru condiții deosebit de grele de exploatare; *Puhalin, A. I.* — Stație automatizată pentru încercarea motoarelor de automobile; *Malev, F. B., Lebedinski, N. P.* și *Nadejdina, N. V.* — Organizarea centralizată a ascuțirii cu diamant a sculelor așchietoare din aliaje dure; *Holodenko, E. B.* și *Riabinin, O. P.* — Semiautomat pentru montarea inelului opritor cu rulment; *Sergheev, S. M.* și *Rozen, G. M.* — Mecanizarea matrițării tablelor de dimensiuni mari; *Murasov, A. S.* — Matriță pentru laminarea reversibilă; *Trusov, A. A.* — Sculă din aliaj dur pentru reducție; *Mamonov, V. F.* — Automobilele firmei MAN; *Simici, D.* — Automobilul FAP-18V.

Traktorî i selhozmașinî nr. 9/1964: *Lebedev, A. T., Lebedinskii, G. V.* și *Serebriakov, I. N.* — Automatizarea regimului de funcționare a tractorului cu transmisie hidrovolumică; *Jdanovskii, I. S., Fainleib, B. N.* și *Zubrițkii, B. N.* — Influența brutalității procesului de ardere asupra vitezei de uzură a segmenților; *Fomin, Iu. Ia.* — Dependența vitezei de propagare a undelor, rapoartelor de compresiune și densității combustibilului Diesel față de presiuni și temperaturi; *Beniovici, V. S.* și *Gostev, V. B.* — Calculul secțiunii ferestrelor de distribuție la motoarele cu piston circular; *Libțis, S. E.* și *Vasernis, A. I.* — Calculul bucșelor de material plastic la lagăre de alunecare; *Kuperșmidt, V. L.* — Influența unghiului de închidere a supapei de admisie asupra calităților de pornire ale motoarelor Diesel; *Kadușin, N. P.* — Unificarea mașinilor agricole și unele probleme ale eficacității aplicării sale; *Iofinov, A. P.* — Funcțiunile roții la plugurile suspendate; *Reznik, N. E.* — Asupra teoriei aparaturii pentru fărîmițare — împrăștiere tip tambur a combinei pentru strîngerea furajelor; *Bok, N. B.* — Asupra determinării unghiului de așezare a părților active ale frezelor; *Strokov, S. A.* — Agregat pentru formarea stogurilor SPM-200; *Serov, V. I.* — Autoîncărcător pentru semănătoare AS—2M; *Voronov, Iu. I.*—Pulverizator OVNP — 2 „Zarea"; *Ignatiev, A. K.* — O nouă tehnologie în fabricația tractoarelor și mașinilor agricole; *Ștrîmov, A. I.* — Noi metode de prelucrare a metalelor prin presiune; *Noghin, M. V.* — Automatizarea și mecanizarea proceselor de sudare în construcția de tractoare și mașini agricole; *Medvedev, Ia. I.* — Perspectivele de automatizare a turnării în forme; *Azerevici, G. M.* — Prelucrarea suprafețelor prin deformare plastică; *Belianin, V. A.* — Modernizarea tratamentelor termice în construcția de tractoare și mașini agricole; *Fraghin, I. E.* — Introducerea honuirii cu diamant în secțiile uzinelor; *Romanov, D. I.* — Dezvoltarea metodei de încălzire cu contact electric; *Budnik, N. M., Sevcenko, A. A., Diurgherov, N. G., Sapov, P. M., Barilov, D. A.* și *Nahimovici, E. I.* — Încercări de recondiționare a arborilor prin încărcare cu arc electric; *Liubimov, B. A.* — Tehnica tractoarelor la expoziția din Paris, 1964; *Korenenko, E. S.* — Mașinile agricole la expoziția engleză de la Moscova.

Stanki i instrument nr. 9/1964: *Leșcenko, V. A.* — Stabilitatea și precizia de copiere a dispozitivelor hidraulice cu un singur sertar de comandă; *Bron, L. S.* — Etanșarea elementelor dispozitivelor hidraulice ale mașinilor-unelte și ale liniilor automate; *Salnikov, O. A.* — Productivitatea mașinilor-unelte cu comandă program prin impulsuri; *Makarov, V. A.* — Studiul experimental al caracteristicilor dinamice ale ghidajelor aerostatice; *Voloțenko, P. V., Meistel, A. M.* și *Rașcovici, M. P.* — Frînarea motoarelor asincrone la mașinile-unelte de așchiere; *Baranciukova, I. M.* — Abaterile de formă la prelucrarea pe strung revolver automat cu un singur ax; *Malkin, B. M.* — Dispozitive pentru corectarea pietrelor de rectificat și pentru rectificarea suprafețelor profilate; *Teslenko, A. S.* și *Klevannaia, I. A.* — Unificarea păpușii mobile a mașinilor-unelte de rectificare rotundă; *Verhoturov, B. Ia.* și *Markov, N. N.* — Dispozitive pentru controlul preciziei cinematice a mecanismelor; *Rahman-Zade, A. Z.* — Determinarea experimentală a forței și temperaturii de așchiere la viteze de 1 000—10 000 m/min; *Rubinștein, S. A.* și *Patratiev, A. G.* — Alegerea mărcii de aliaj dur la strunjirea oțelurilor înalt aliate; *Gliess, V. D.* — Alegerea pietrelor pentru rectificarea filetelor; *Filonenko S. N.* și *Lomakin, V. K.* — Uzura dimensională a sculelor cu diamant pentru strunjirea interioară a oțelului; *Rozenberg, A. M., Hovah, N. I.* și *Livșiț, V. I.* — Dinamometru pentru măsurarea forțelor de tăiere pînă la 2 t; *Evdokimov, V. D.* și *Kozulskii, I. V.* — Dinamometru cu trei componente pentru măsurarea forței de tăiere; *Sizov, A. P.* și *Konopliannikov, Iu. A.* — Prelucrarea metalelor prin electroeroziune; *Romanov, V. L.* — Rectificarea suprafețelor sferice; *Șustik, S. P.* — Instalație de protecție pentru mașinile-unelte de frezat; *Iaroslavțeva, T. V.* — Recondiționarea cuțitelor de aliaje dure pentru prelucrarea filetelor.

Rivista di meccanica nr. 337/1964: *Rusconi, F.* — Tabelă tehnică: forța unei prese; *Soepnel, A.P.J.* — Presă cu excentric; Rularea la rece a filetului exterior (VDI 3174); *Vandone, E.* — Programarea executări lucrului, *Pessina, M.* — Organe și sisteme speciale de fixare.

Rivista di meccanica nr. 338/1964: *Grönegress, M. W.* — Bazele călirii cu flacără; *Mirone, C.* — Recepția mașinilor-unelte noi cu ajutorul toleranței naturale; *Bevilacqua, E.* — Un nou procedeu de prelucrare prin electroeroziune; *Sacchi, G.* — Cementarea cu gaze: confruntarea datelor teoretice cu cele practice; *Scortecci, A.* — Informarea și cercetarea de instrumente fundamentale pentru dezvoltarea întreprinderii; *Morgan, I. G.* și *Johnson, J. B.* — Comportarea dinamică a sistemelor pneumatice de măsură.

Die Technik nr. 10/1964: *Neumann, A.* — Progresul tehnico-științific în slujba cooperării țărilor socialiste; *Peschel, H.* — Cooperarea socialistă în Departamentul tehnic pentru construcții al R.D.G.; R.D.G. ca putere industrială; *Giessmann, E. J.* — Asupra formării cadrelor tehnico-științifice în institutele tehnice superioare ale R.D.G.; *Steenbeck, M.* — Principii, funcțiuni și metode de lucru ale Consiliului de cercetări științifice al R.D.G.; *Schmiechen, K.* — Progresul tehnico-științific în ramurile de construcții industriale și de locuințe din R.D.G.; *Olden, I.* — Dezvoltarea combinatului siderurgic din Eisenhüttestadt; *Ardenne, M.* — Contribuții recente în tehnica razelor electronice, ionice și a plasmei; *Neidhardt, P.* — Problemele și importanța tehnicii comunicațiilor și electronicii în cadrul științei și economiei; *Hubrig, G.* și *Prouse, P.* — Tehnologia de construcție a uzinei de gaze comprimate „Schwarze Pumpe" și importanța sa pentru distribuția gazelor la distanțe mari în R.D.G.; *Grabley, P.* — Dezvoltarea industriei chimice în R.D.G.; *Kramer, E.* — Transportul socialist al R.D.G. în perioada desăvîrşirii construcţiei socialiste.

Fertigungstechnik und Betrieb nr. 9/1964: 10 ani de standardizare socialistă în R.D.G.; *Schubert, E.* — Principii de calcul al preţului de cost după normative; *Reinecke, G.* şi *Gawande, W.* — Compararea variantelor tehnologice ale producţiei centralizate cu ajutorul normativelor de preţ de cost pe maşină-oră; *Glotte, W.* — Experienţa practică de aplicare a calculului preţului de cost după normative; *Krausse, H. J.* — Evaluarea eficienţei economice introduse prin tehnica nouă; *Bürkner, H.* — — Utilizarea fişelor perforate în domeniul dispozitivelor; *Kapp, R. şi Brandstäter, S.* — Utilizarea tenică a maşinilor-unelte; *Niewetz, D.* — Problemele clasificării maşinilor-unelte noi şi a celor în folosinţă; *Terény, A.* şi *Thoma, A.* — Presa orizontală de forjă tip GFM pentru fabricarea osiilor roţilor de cale ferată; *Neuber, K.* şi *Martin, H.* — Procesul de prelucrare prin presare pe automate în trepte şi utilizarea acestor maşini; *Therner, G.*, *Marquerdt, H.* şi *Till, J.* — Tehnologia de grup la forjă şi matriţare, în vederea asigurării numărului de piese necesar; *Stumpenhorst, H.* — Experienţa practică de utilizare a noului dispozitiv TZP la încercări de ambutisare adîncă; *Harold, K.* — O metodă simplă de determinare a dimensiunilor necesare ale suprafeţei de impact a matriţelor; *Holste, G.* şi *Werner, H.* — Studii în domeniul finisării pe prese cu acţiune simplă; *Tholemann, M.* — Încercarea la duritate a corpurilor abrazive; Grunduirea prin cufundare în bronz alumino-plastic; *Zehm, G.* — Metode de depunere a răşinilor sintetice.

Der machinenbau nr. 9/1964: *Schleicher, R.* — Micşorarea procentului de rebuturi de producţie (partea I); *Weise, W.* — Determinarea eficienţei măsurilor de cooperaţie; *Weise, M.* — Determinarea mărimii optime a seriei de piese fabricate anual de liniile automate; *Dressel, R.* şi *Baier, M.* — Sistemul de clasificare a sortimentelor de piese — — baza unificării constructive şi tehnologice; *Schellenberger, G.* — Creşterea calităţii produselor cu ajutorul contractelor economice; *Kühne, H.* şi *Kümmel, K.* — Alegerea procesului tehnologic optim de prelucrare prin presare; *Schädlich, S.* — Un nou efect al extrudării la rece a oţelului; *Wittig, G.* — Utilizarea mecanismelor hidraulice de comandă a maşinilor-unelte; *Dieckhoff, H. G.* — Calculul de rezistenţă al îmbinărilor sudate; *Lapp, P.* — Încercarea corpurilor abrazive.

Machinenbautechnik nr. 9/1964: *Mark, F.* — Direcţiile de dezvoltare în construcţia de maşini din R.D.G.; *Berthold, H.* şi *Mauroschat, R.* — Dezvoltarea construcţiei de maşini-unelte în R.D.G.; *Klaus, R.* — Direcţiile de dezvoltare a dispozitivelor hidraulice şi pneumatice. Sistemul de comandă şi reglare a maşinilor-unelte; *Beyer, O.*, *Manteuffel, K.*, *Seiffart, K.* şi *Stuchlik, F.* — Matematica în construcţia de maşini; *Fuhrmann, E.* — Încercarea nedistructivă a materialelor prin metode magnetice şi magnetoinductive; *Lässig, G.* — Comentariul tehnic al instrucţiunilor de calcul VB 13—1/62; *Lichtenheldt, W.* — Activitatea de cercetare şi progresul în domeniul mecanismelor; *Tränkner, G.* — 15 ani de studii şi cercetări în domeniul construcţiei de maşini de prelucrat; *Herrnsdorf, H.* — Folosirea experienţei în construcţia maşinilor de prelucrat; 10 ani de standardizare socialistă în R.D.G.; Consfătuirea despre construcţia turboagregatelor grele cu abur.

Cehoslovaţkaia tiajelaia promîşlennosti nr. 10/1964: *Zeman, J.* Construcţii metalice uşoare pentru acoperirea obiectivelor mari; *Kuspal, J.* şi *Chalma, J.* — Autoîncărcător hidraulic pivotant tip HON-0,50; *Safranek, K.* şi *Kruml, J.* — Noua rafinărie de petrol brut; *Mayer, A.* — Centrala electrică cu turbine de abur din Talkha; *Kliment, K.* şi *Mizera, O.* — Centrale Diesel-electrice; *Bezdeka, J.* — Tehnologia modernă de fabricaţie a pneurilor de automobil.

GÉP. 9/1964: *Vàsvari, F.* — Studiul fenomenului de cavitaţie-eroziune în R.P.U. şi în străinătate; *Ligeti, G.* — Industria maghiară constructoare de maşini la Tîrgul internaţional de la Budapesta, 1964; *Kiss, L.* — Măsurarea temperaturii şi variaţiei formei în timpul sudării; *Cselenyi, J.* — Dimensionarea optimă a profilelor 1 în limitele deformării elastice; *Gancs, E.* şi *Farkas, J.* — Dezoxidarea — un aspect în alegerea granulaţiei; *Dedinszky, H.* — Cerinţe pentru inginerii, tehnicienii şi specialiştii din industria constructoare de maşini.

Rivista italiana della saldatura nr. 4/1964: *Salmoni, G.* — Sudarea oţelului placat; *Borland, I.* şi *Younger, R.* — — Unele aspecte ale formării de fisuri în oţelul austenitic cu Cr—Ni sudat; Al XVII-lea congres al Institutului internaţional de sudură: activitatea institutului, importanţa sudării, calificarea sudorilor, studii şi cercetări, lucrări ale comitetului tehnic, normalizarea în domeniul sudurii, consultaţii şi asistenţă tehnică, laboratorul institutului, activitate diversă; Note italiene şi străine; Congrese şi adunări; Brevete italiene; Din literatura tehnică; Cărţi şi publicaţii; Rubrică bibliografică.

Automotive industries nr. 2/1964; *Geschelin, I.* — Liniile tehnologice perfecţionate pentru motoarele General Motors; *Weinert, C.* — Industria auto a Germaniei de Vest; *Lloyd, N.* — Policarbonaţii în industria auto, controlul electronic automat al proceselor de tratare a suprafeţelor înainte de vopsire; *Weinert, C.* — Echipamentul de producţie american în uzinele auto din alte ţări; *Kelly, C. J.* — Echipament nou de producţie pentru uzine; Un aliaj cositor-aluminiu ca material de cuzineţi cu excepţionale proprietăţi fizice; Aliaj îmbunătăţit de zinc.

Revue technique Sulzer nr. 4/1964: *Rymann, W.* — Hidrocentrala cu acumulare prin pompare de la Festining (Anglia); *Juzi, V.* şi *Rioult, A.* — Transmisia căldurii în cazanele care folosesc mai mulţi combustibili; *Grossmann, P.* — O nouă evoluţie în domeniul supraconductibilităţii; *Grossmann, V.* — Instalaţia Sulzer pentru obţinerea temperaturilor foarte joase, evoluţie şi perspective; *Ergene, S.* şi *Hänny, I.* — Consideraţii despre termodinamica ciclurilor cu răcire cu gaze; *Ane, G.* — Consideraţii în legătură cu construcţia unei serii omogene de motoare Diesel marine cu puteri mari; *Küppfer, R.* — O nouă metodă pentru determinarea exactă a lucrului mecanic la ruperea fontei în încercările de încovoiere prin şoc.

Quality engineer nr. 4/1964: *Sitting, I.* — Definirea cheltuielilor pentru obţinerea calităţii; *Lesser, R.* — Varietatea datelor statistice şi conducerea; *Atkins, W.* — Micrometru combinat cu un indicator sensibil.

Ingegneria meccanica nr. 7/1964: *Perrone, C.* — Controlul eficienţei parcurilor de motoare Diesel prin metode statistice; *Zignoli V.* — Despre tehnica şi economia depozitării; *Buia, B. M.* — Viitorii ani vor fi hotărîtori pentru dezvoltarea economiei naţionale din Spania; *Martinoli, G.* — Formarea cadrelor şi organizarea întreprinderilor; *Prever, G.* — Proiectarea şi punerea în funcţiune a unei întreprinderi industriale.

Ingénieurs et techniciens nr. 179/1964: Freza „Optimill"; Al IV-lea congres internaţional de cibernetică; *Chalvet, M.* — Bienalele pariziene de la sfîrşitul lunii mai 1964; a 2-a bienală a industriilor electrice şi mecanice; a 3-a bienală a maşinilor-unelte; prezentarea salonului „Sicob 1964"; prezenţa utilajelor franceze în S.U.A.; participarea firmei Marc Wood la expoziţia I.E.E.E.; *Rey, A.* — Productivitatea strungurilor automate monoax, strungul „Tarex"; *Buisson, P.* — Evoluţia metrologiei dimensionale electronice în faţa progresului tehnic şi a dezvoltării automatizării.

Soudage et technigue connexes nr. 6/1964. Reuniunea din 16 aprilie de la Lille cu tema: Ultrasunetele; Noutăţile constructorilor francezi, în materie de sudură; *Fruitet, L.* — Construcţii tubulare sudate, schelete tubulare mari pentru clădiri industriale; *Honard, M.* — Electrozi încărcaţi prin sudare cu arc pentru oţeluri cu crom-nichel.

E 3279

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

INDEX ALFABETIC

EDITORIALE

Aramă, C. : Cincisprezece ani de apariţie, nr. 1, p. 1.
Nădăşan, Şt. : Sudura în Republica Populară Romînă, nr. 2, p. 57—58.
* * * Din istoria fabricaţiei de autocamioane în R.P.R., nr. 3, p. 121—123.
Stoica, D. : Dezvoltarea industriei construcţiilor de maşini în anii puterii populare, nr. 8, p. 411—413.

CONSTRUCŢIE—CERCETARE—INCERCĂRI

Abăităncei, D. : Asupra determinării presiunilor specifice pe fusurile arborelui cotit la motoarele de automobile, nr. 5, p. 257—264.
Achiţei, C. : Asamblarea conică cu dublu blocaj la prăjinile pătrate laminate de 5 1/4″, nr. 10, p. 538—541.
Bălănescu, I. : O nouă soluţie constructivă în domeniul macaralelor-portal, nr. 4, p. 200—207.
Bernath, A. : Contribuţii la dezvoltarea metodelor de încercare la oboseală sub sarcină progresivă, nr. 2, p. 97—100.
Beschia, R. : Încercări pentru determinarea randamentului mecanismelor cu came pe cale grafică, nr. 10, p. 527—534.
Bogdan, M., Farsch, H., Opincă, D., Petrescu, D. şi *Tarţa, I.* : Încercări privind îmbunătăţirea legii de variaţie a avansului la producerea scînteii electrice pentru motorul SR—211, nr. 1, p. 22—26.
Budu, T. şi *Ciubotariu, I.* : Supraalimentarea motorului Diesel D-103, nr. 1, p. 15—18.
Caşler, Gh. : Comportarea oţelurilor romîneşti în raport cu unii parametri ai dinamicii aşchierii prin strunjire, nr. 8, p. 414—419.
Cernea-Radu, A. : Contribuţii la studiul influenţei raportului de compresiune asupra fazelor procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie, nr. 5, p. 241—243.
Cernea-Radu, A. şi *Dobrinescu, D.* : O metodică de calcul al excesului de aer şi al dozajului pe baza datelor analizoarelor electrice, nr. 8, p. 423—426.
Cîrdu, M. : Îmbunătăţiri constructive la turbinele cu abur VPT 50—3 şi VPT 12, nr. 6, p. 318—322.
Cîrdu, M. : Reductor de turaţie pentru turbina cu abur de 1 000 kW, nr. 9, p. 489—495.
Cristea, V. : Cuplaje pneumatice cu discuri, nr. 5, p. 269—271.
Cristea, V. : Determinarea distanţei corecte dintre axe la transmisiile cu lanţuri cu role, nr. 10, p. 542—544.
Drăghici, I., Jula, A. şi *Alexandru, P.* : Determinarea parametrilor de amortizare a oscilaţiilor suspensiei automobilelor, nr. 5, p. 244—248.
Dudiţă, Fl : Frecvenţe proprii în transmisia automobilului, nr. 3, p. 143—150.
Enache, Şt. şi *Oprean, A.* : Asupra unei metode pentru controlul variaţiei unghiurilor de aşezare şi de degajare la burghiele elicoidale, nr. 5, p. 264—268.
Erney, Gh. : Calculul şi controlul teşirii danturii roţilor dinţate în evolventă cu dinţi drepţi, nr. 6, p. 305—310.
Gordeev, P. A. : Stadiul actual şi dezvoltarea motoarelor Diesel navale lente în doi timpi, de mare putere, nr. 7, p. 356—362.
Gordeev, P. A. şi *Şiskin, V. G.* : Metodă de calcul al căldurii degajate în motoarele Diesel, cu ajutorul diagramelor indicate, nr. 10, p. 534—537.
Gradin, Gh. : O nouă metodă pentru calculul durităţii materialelor, nr. 11, p. 599—603.
Grecu, T. şi *Aschendorf, A.* : Utilizarea instalaţiilor de turbine cu gaze în tracţiunea feroviară, nr. 6, p. 297—305.
Grünwald, B. : Influenţa rapoartelor mari de compresiune asupra economicităţii motoarelor cu aprindere prin scînteie, nr. 3, p. 134—137.
Handraluca, T. V. : Proiectarea mecanismelor cu oscilaţii reglabile, nr. 8, p. 431—434.
Heltai, F. şi *Nemeth, A.* : Metodă pentru verificarea rezistenţei la uzură a abrazivilor pe suport, nr. 8, p. 434—436.
Hilohi, C. : O metodă grafo-analitică pentru determinarea coeficientului de rezistenţă aerodinamică a automobilului, nr. 3, p. 153—155.
Horovitz, B. : O nouă metodă de calcul al transmisiilor prin curele, nr. 12, p. 672—677.
Hrelescu, M., Popovici, D. şi *Bär, Fr* : Alierea oţelului moale cu crom şi mangan la încărcarea prin sudare automată cu electrod sub formă de bandă, nr. 2, p. 77—80.
Iliescu, C. : Relaţii de calcul privind diametrele matriţelor şi poansoanelor ştanţelor de prelucrare la rece a tablelor, nr. 4, p. 185—189.
Ionaşiu, P. : Noi orientări în studiul scurgerii-fluidelor în turbinele cu abur, nr. 6, p. 310—318.
Ioviţiu, E. : Rezistenţa la oboseală pulsatorie a unor îmbinări sudate în capete din table de oţel OL 38 şi OLX 52, nr. 2, p. 94—97.
Ivancenco, A. : Unele consideraţii practice asupra caracteristicilor statice ale arcului pentru sudare, asupra caracteristicilor exterioare ale surselor de alimentare şi comportarea lor, nr. 2, p. 88—94.
Jakab, I.,, Teodosiu, C., Rugină, I. şi *Dudiţă, Fl.* : Metodica cercetării experimentale a comportării dinamice a transmisiei automobilului, nr. 3, p. 150—153.
Kassargian, G. : Înlăturarea fenomenului de cocsare la motorul D-103, nr. 1, p. 8—14.
Manolache, M., Leibovici, E., Cojocaru, E. şi *Popa, I.* : Aspecte ale corodabilităţii oţelului naval 09G2 în regiunea sudurilor, nr. 4, p. 189—193.
Mikloşi, C., Boarnă, C. şi *Moga, S.* : Influenţa forţei de refulare asupra proprietăţilor mecanice ale şinelor sudate prin topire intermediară, nr. 2, p. 71—74.
Miloiu, Gh. : Problemele de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M. L. Novicov, nr. 12, p. 659—666.
Nan, I. : Neuniformitatea rotaţiei blocului de cilindri la pompele cu pistoane axiale în cazul antrenării prin biele, nr. 5, p. 251—256.
Nan, I. şi *Susan, R.* : Sisteme moderne de antrenare a compresoarelor utilizate la locomotivele Diesel, nr. 12, p. 678—682.
Nagy, L., Terţan, A., Szilagy, M. şi *Vodă, T.* : Studiul conductibilităţii termice a unor piese sinterizate pe bază de fier, nr. 10, p. 544—547.
Nădăşan, Şt. : Consideraţii asupra stadiului cercetărilor pentru evidenţierea susceptibilităţii la ruperea casantă a oţelurilor, nr. 2, p. 59—71.
Nicoară E. : O metodă de calcul al stabilităţii stîlpului încastrat la o extremitate şi cu reazem elastic oarecare la cealaltă extremitate, nr. 10, p. 548—551.
Oprean, A., Stan, N. şi *Minciu, C.* : Consideraţii cu privire la calculul pulsaţiei debitului pompelor cu roţi dinţate, nr. 12, p. 667—671.
Oprendek, A. : Contribuţii la realizarea unei metode defectoscopice pentru controlul etanşeităţii cusăturilor, nr. 6, p. 322—325.
Peligrad, N. : Unele probleme teoretice şi experimentale ale turboambreiajelor, nr. 1, p. 35—41.
Pimsner, V. şi *Popescu, A.* : Unele probleme ale determinării vitezei de rotaţie a maşinilor rotative, nr. 11, p. 591—593.
Popovici, D. şi *Hrelescu, M.* : Contribuţii la studiul jetului de plasmă, nr. 2, p. 81—84.
Popovici, D. şi *Moga, S.* : Noile laboratoare de sudură ale C.C.T., nr. 2, p. 100—101.
Rădulescu, E. şi *Maniţiu, R.* : Influenţa turaţiei şi a raportului de compresiune asupra randamentului volumetric la compresoarele cu o singură treaptă de compresiune, nr. 10, p. 552—557.
Renert, M. : Probleme de calculul şi construcţia îmbinărilor cu flanşe, nr. 5, p. 248—251.
Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Lipovan, L. şi *Csalary, G.* : Lipirea electrică prin presiune a metalelor neferoase, nr. 2, p. 75—77.
Schegerin, O. : Studiu tehnico-economic asupra influenţei naturii curentului electric la sudarea manuală cu arc electric, nr. 2, p. 84—87.
Schenker, G. şi *Ivăneanu, C.* : Motorul SR—211 şi posibilităţile lui de perfecţionare în viitor, nr. 3. p. 156—161.

Schenker, G., Seserman, I., Abăităncei, D. şi *Tarţa, I.* : Influenţa geometriei colectorului de admisiune asupra performanţelor motorului în patru timpi cu carburator pentru automobil, nr. 8, p. 426–430.

Stamatescu, C. şi *Grigoriu, M.* : Poziţia compresorului volumic rotativ în raport cu compresorul cu piston cu mişcare liniară, nr. 11, p. 594–598.

Stan, A. : Unele probleme referitoare la posibilităţile actuale de amortizare a vibraţiilor, nr. 4, p. 194–199.

Stan, A., Grumăzescu, M., Matei, L. şi *Hărăstăşanu, E.* : Măsuri pentru combaterea zgomotului la navele fluviale romîneşti, nr. 8, p. 420–423.

Şerban, V. : Contribuţii la aprecierea mărimii defectelor în cadrul defectoscopiei ultrasonice cu palpatoare înclinate, nr. 11, p. 603–609.

Todicescu, A. : O relaţie experimentală pentru aprecierea temperaturii gazelor reziduale la motoarele cu autoaprindere în patru timpi, nr. 9, p. 478–480.

Tofan, M. : Hidrodinamica adimensională a suprafeţelor de alunecare plane, nr. 9, p. 467–477.

Trică, Gh. şi *Drăghici, I.* : Influenţa maselor antrenate şi a raportului de transmitere în procesul de cuplare la cuplajele cu fricţiune, nr. 3, p. 127–133.

Trică, Gh. şi *Drăghici, I.* : Cu privire la determinarea parametrilor roţilor dinţate din cutia de viteze a automobilului, nr. 4, p. 177–185.

Tutunaru, D. şi *Segărceanu, M.* : Contribuţii la studiul mecanismelor sferice pentru acţionarea aparatelor de tăiere la maşinile de recoltat, nr. 7, p. 362–366.

Untaru, M. : Transmiterea căldurii şi posibilităţile de creştere a puterii şi economicităţii motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferenţiate, nr. 3, p. 138–143.

Vasilescu, C. A. şi *Barbescu, B.* : Încercări cu difuzoare de antecameră cu număr diferit de orificii la un motor cu aprindere prin compresiune, nr. 7, p. 351–355.

Wonyorek, C. : Primele turboambreiaje realizate la Uzinele „Hidromecanica”, nr. 12, 655–658.

Žižka, J. : Studiul experimental al cinematicii distribuţiei cu supape inversate, cu comandă superioară, nr. 9, p. 481–489.

TEHNOLOGIE

Bîlă, M. : Aspecte tehnico-economice ale fabricaţiei de autocamioane, nr. 3, p. 124–127.

Chiril, N. : Tehnologii moderne în fabricaţia autocamioanelor „Steagul Roşu”, nr. 3, p. 161–165.

Cosoroabă, V. şi *Bănulescu, E.* : Unele probleme ale fabricaţiei supapelor compresoarelor, nr. 1, p. 19–21.

Cosoroabă, V. : Concepţia de dezvoltare în perspectivă a tehnologiei de fabricaţie de motoare şi compresoare la Uzinele „Timpuri noi”, nr. 4, p. 211–213.

Echim, I. T. : Cu privire la sudarea unor oţeluri feritice şi austenitice utilizate în industria chimică şi petrochimică, nr. 11, p. 616–621.

Folteanu, S. şi *Ciobotaru, V.* : Încercări de sudare automată sub flux pe stand electromagnetic flexibil la Şantierul naval Galaţi, nr. 4, p. 207–211.

Galeş, D. : Procedee moderne de prelucrare a filetului trapezoidal, nr. 8, p. 447–452.

Gruca, L. şi *Scutelnicu, C.* : Puncte de vedere moderne la proiectarea şi execuţia reductoarelor de turaţie de mare putere, nr. 12, p. 682–689.

Harnagea, Gh. şi *Tripa, M.* : Metode pentru determinarea eforturilor unitare în piese cu ajutorul razelor Roentgen nr. 8, p. 443–447.

Ianu, A. : Folosirea fontelor aliate şi a fontei cu grafit nodular în construcţia autocamioanelor romîneşti, nr. 9, p. 496–500.

Lăcătuş, V., Costin, Gh. şi *Folteanu, S.* : Utilizarea şi sudarea în construcţiile navale a oţelurilor carbon şi a oţelurilor slab aliate, nr. 8, p. 436–442.

Leonte, A. : Metode de acoperire şi protecţie a pieselor motoarelor cu ardere internă, nr. 11, p. 612–616.

Lupescu, I. şi *Maior, Gh.* : Sudarea unor oţeluri aliate inoxidabile şi refractare, nr. 7, p. 370–375.

Maior, Gh. şi *Lupescu, I.* : Sudarea tablelor groase prin procedeul în baie de zgură, nr. 10, p. 557–560.

Marcovici, M. şi *Leonte, A.* : Unele aspecte ale realizării arborilor cotiţi la Uzinele „23 August” — Bucureşti, nr. 1, p. 2–7.

Marfievici, D. : Roţi de transmisie din bachelită utilizate pentru antrenarea fuselor la maşinile de filat şi răsucit, nr. 6, p. 325–331.

Marfievici, D. : Separator de balon flexibil pentru maşinile de răsucit şi filat cu inele, nr. 7, p. 376–377.

Marinescu-Firică, M. : Influenţa parametrilor metalurgici în procesul de uzură prematură a cuplului ax cu cametacheţi de la motorul SR-211, nr. 1, p. 27–34.

Murăroiu, I. : Tehnologia de grup, sursă pentru realizarea economiei de metal, nr. 7, p. 367–370.

Sfinţeanu, D. : Metode noi de depunere a straturilor antifricţiune în construcţia cuzineţilor, nr. 11, p. 609–612.

Sgrumala, M., Ciucă, C. şi *Marinescu, A.* : Îndreptarea la cald a deformaţiilor corpului navei. Influenţa încălzirii asupra proprietăţilor oţelului 09G2, nr. 9, p. 501–508.

Stănescu, M. : Consideraţii cu privire la înlăturarea fragilităţii oţelurilor rapide aliate cu cobalt în apropierea cusăturii sudate la sculele sudate cap la cap, nr. 5, p. 271–274.

Şoşea, I. : Sudarea cap la cap a profilelor cu bulb, nr. 10, p. 560–561.

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

Călinescu, V. : Metoda traseului critic, o nouă metodă pentru planificarea şi controlul execuţiei economice a fazelor de realizare a obiectivelor activităţii industriale, nr. 7, p. 378–382.

Oprescu, A. : Eficienţa tehnico-economică a tipizării şi standardizării la produsele fabricate de Uzinele „Timpuri noi”, nr. 6, p. 331–333.

Postelnicescu, M. : Indicatorii eficienţei economice în cazul asimilării de noi produse, nr. 10, p. 561–566.

Stăncioiu, I. : Eficienţa economică a asimilării de maşini noi în cazul fabricaţiei de serie, nr. 11, p. 621–626.

INTREŢINERE ŞI EXPLOATARE

Creţulescu, C. : Contribuţii la identificarea lubrifianţilor prescrişi pentru ungerea utilajelor importate din Vest, nr. 4, p. 214–217.

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

Voicu, V. : Agregat de ventilare pentru evacuarea solvenţilor şi aerosolilor la vopsirea pieselor, nr. 8, p. 453–456.

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

Amuza, R. : Funcţionarea şi calculul sincronizatoarelor folosite în cutiile de viteze ale automobilelor romîneşti, nr. 10, p. 567–569.

Cruceanu, A. : Calculul solicitării la şoc a cablurilor, nr. 6, p. 334–339.

Elekeş, C. şi *Palla, I.* : Asupra determinării rigidităţii statice şi dinamice a strungurilor, nr. 7, p. 382–393.

Laşcu-Simion, L. şi *Ciobanu, T.* : Eficacitatea tehnico-economică a metalizării prin pulverizare, nr. 11, p. 626–629.

Pavel, A. : Calculul la solicitări seismice al rezervoarelor cilindrice verticale încărcate cu lichid, nr. 4, p. 218–228.

Pavel, A. : Calculul lăţimii minime a garniturilor plate, nr. 9, p. 510–513.

Popescu, G. : Calculul sarcinii axiale echivalente a rulmentului principal al capului hidraulic pentru foraj, nr. 9 p. 508–510.

Sălcudean, Gh. şi *Sălcudean, M.* : Unele aspecte ale prelucrării prin electroeroziune, nr. 10, p. 569–573.

Scînteie, Şt. : Contribuţii la sporirea eficienţei controlului defectoscopic prin metoda pulberilor magnetice, nr. 9, p. 513–518.

Zamfirescu, I. : Consideraţii asupra deformaţiei ţevilor, nr. 5, p. 275–280.

DOCUMENTARE

Nr. 1, p. 42–45 ; nr. 3, p. 166–171 ; nr. 4, p. 229–235 ; nr. 5, p. 280–286 ; nr. 6, p. 340–347 ; nr. 7, p. 393–400 ; nr. 8, p. 457–461 ; nr. 9, p. 519–523 ; nr. 10, p. 574–580 ; nr. 11, p. 633–641 ; nr. 12, p. 690–699.

INFORMAȚII

Nr. 5, p. 291 ; nr. 6, p. 349–350 ; nr. 7, p. 403–404 ; nr. 10, p. 584–585 ; nr. 11, p. 648.

RECENZII

Nr. 1, p. 45–52 ; nr. 2, p. 117–120 ; nr. 3, p. 172–173 ; nr. 4, p. 235–236 ; nr. 5, p. 287–291 ; nr. 6, p. 347–349 ; nr. 7, p. 400–402 ; nr. 8, p. 461–466 ; nr. 9, p. 523–524 ; nr. 10, p. 581–584 ; nr. 11, p. 642–645 ; nr. 12, p. 700—705.

CRONICA

Nr. 2, p. 102–117 ; nr. 4, p. 236–237 ; nr. 5, p. 286–287 ; nr. 6, p. 349 ; nr. 7, p. 402–403 ; nr. 9, p. 525 ; nr. 10, p. 580 ; nr. 11, p. 630—632 ; 646–648 ; nr. 12, p. 706–708.

REVISTA REVISTELOR

Nr. 1, p. 52–53 ; nr. 5, p. 292–296 ; nr. 7, p. 404–406 ; nr. 9, p. 525–526 ; nr. 10, p. 585–587 ; nr. 11, p. 649–651 ; nr. 12, p. 709–710.

INDEX ALFABETIC DE AUTORI

A

Abăităncei, D. : nr. 5, p. 257–264 ; nr. 8, p. 426–430
Achiței, C. : nr. 10, p. 538–541
Alexandru, P. : nr. 5, p. 244–248
Amuza, R. : nr. 10, p. 567–569
Aramă, C. : nr. 1, p. 1
Aschendorf, A. : nr. 6, p. 297–305

B

Barbescu, B. : nr. 7, p. 351–355
Bär, Fr. : nr. 2, p. 77–80
Bălănescu, I. : nr. 4, p. 200–207
Bănulescu, E. : nr. 1, p. 19–21
Bîlă, M. : nr. 3, p. 124–127
Bernath, A. : nr. 2, p. 97–100
Beschia, R. : nr. 10, p. 527–534
Boarnă, C. : nr. 2, p. 71–74
Bogdan, M. : nr. 1, p. 22–26
Budu, T. : nr. 1, p. 15–18

C

Cașler, Gh. : nr. 8, p. 414–419
Călinescu, V. : nr. 7, p. 378–382
Cîrdu, M. : nr. 6, p. 318–322 ; nr. 9, p. 489–495
Cernea-Radu, A. : nr. 5, p. 241–243 ; nr. 8, p. 423–426
Chiril, N. : nr. 3, p. 161–165
Ciobanu, T. : nr. 11, p. 626–629
Ciobotaru, V. : nr. 4, p. 207–211
Ciubotariu, I. : nr. 1, p. 15–18
Ciucă, C. : nr. 9, p. 501–508
Cojocaru, E. : nr. 4, p. 189–193
Cosoroabă, V. : nr. 1, p. 19–21 ; nr. 4, p. 211–213
Costin, Gh. : nr. 8, p. 436–442
Crețulescu, C. : nr. 4, p. 214–217
Cristea, V. : nr. 5, p. 269–271 ; nr. 10, p. 542–544
Cruceanu, A. : nr. 6, p. 334–339
Csatary, G. : nr. 2, p. 75–77

D

Dobrinescu, D. : nr. 8, p. 423–426
Drăghici, I. : nr. 3, p. 127–133 ; nr. 4, p. 177–185 ; nr. 5, p. 244–248
Dudiță, F. : nr. 3, p. 143–150 și 150–153

E

Echim, I. T. : nr. 11, p. 616–621
Elekes, C. : nr. 7, p. 382–393
Enache, Șt. : nr. 5, p. 264–268
Erney, Gh. : nr. 6, p. 305–310

F

Farsch, H. : nr. 1, p. 22–26
Folteanu, S. : nr. 4, p. 207–211 ; nr. 8, p. 436–442

G

Galeș, D. : nr. 8, p. 447–452
Gordeev, P. A. : nr. 7, p. 356–362 ; nr. 10, p. 534–537
Gradin, Gh. : nr. 11, p. 599–603
Grecu, T. : nr. 6, p. 297–305
Grigoriu, M. : nr. 11, p. 594–598
Gruca, L. : nr. 12, p. 682–689
Grumăzescu, M. : nr. 8, p. 420–423
Grünwald, B. : nr. 3, p. 134–137

H

Handraluca, T. V. : nr. 8, p. 431–434
Harnagea, Gh. : nr. 8, p. 443–447
Hărăstășanu, E. : nr. 8, p. 420–423
Heltai, F. : nr. 8, 434–436
Hilohi, C. : nr. 3, p. 153–155
Horovitz, B. : nr. 12, p. 672–677
Hrelescu, M. : nr. 2, p. 77–80 și 81–84

I

Ianu, A. : nr. 9, p. 496–500
Iliescu, C. : nr. 4, p. 185–189
Ionașiu, P. : nr. 6, p. 310–318
Iovițiu, E. : nr. 2, p. 94–97
Ivancenco, A. : nr. 2, p. 88–94
Ivăneanu, C. : nr. 3, p. 156–161

J

Jakab, I. : nr. 3, p. 150–153
Jula, A. : nr. 5, p. 244–248

K

Kassargian, G. : nr. 1, p. 8–14

L

Lașcu-Simion, L. : nr. 11, p. 626–629
Lăcătuș, V. : **nr.** *8*, p. 436–442
Leibovici, E. : nr. 4, p. 189–193
Leonte, A. : nr. 1, p. 2–7 ; nr. 11, p. 612–616
Lipovan. L. : nr. 2, p. 75–77
Lupescu, I. : nr. 7, p. 370–375 ; nr. 10, p. 557–560

M

Maior, Gh. : nr. 7, p. 370– 375 ; nr. 10, p. 557–560
Manițiu, R. : nr. 10, p. 552–557
Manolache, M. : nr. 4, p. 189–193
Marcovici, M. : nr. 1, p. 2–7
Marfievici, D. : nr. 6, p. 325–331 ; nr. 7, p. 376–377
Marinescu, A. : nr. 9, p. 501–508
Marinescu-Firică, M. : nr. 1, p. 27–34
Matei, L. : nr. 8, p. 420–4 23
Miklosi, C. : nr. 2, p. 71–74
Miloiu, Gh. : nr. 12, p. 659–666
Minciu, C. : nr. 12, p. 667–671
Moga, S. : nr. 2, p. 71–74 și 100–101
Murăroiu, I. : nr. 7, p. 367–370

N

Nan, I. : nr. 5, p. 251–256 ; nr. 12, p. 678–682
Nagy, L. : nr. 10, p. 544–547
Nădășan, Șt. : nr. 2, p. 57–58 și 59–71
Nemeth, A. : nr. 8, p. 434–436
Nicoară, E. : nr. 10, p. 548–551

O

Opincă, D. : nr. 1, p. 22–26
Oprean, A. : nr. 5, p. 264–268 ; nr. 12, p. 667—671
Oprendek, A. : nr. 6, p. 322–325
Oprescu, A. : nr. 6, p. 331–333

P

Palla, I. : nr. 7, p. 382–393
Pavel, A. : nr. 4, p. 218–228 ; nr. 9, p. 510–513
Peligrad, N. : nr. 1, p. 35–41
Petrescu, D. : nr. 1, p. 22–26
Pimsner, V. : nr. 11, p. 591–593
Popa, I. : nr. 4, p. 189–193
Popescu, A. : nr. 11, p. 591–593
Popescu, G. : nr. 9, p. 508–510
Popovici, D. : nr. 2, p. 77–80, 81–84 și 100–101
Postelnicescu, M. : nr. 10, p. 561–566

R

Rădulescu, E. : n. 10, p. 552–557
Renert, M. : nr. 5, p. 248–251
Rugină, I. : nr. 3, p. 150–153

S

Sălăgean, Tr. : nr. 2, p. 75–77
Sălcudean, Gh. : nr. 10, p. 569–573
Sălcudean, M. : nr. 10, p. 569–573
Scînteie, Șt. : nr. 9, p. 513–518
Schegerin, O. : nr. 2, p. 84–87
Schenker, G. : nr. 3, p. 156–161 ; nr. 8, p. 426–430
Scutelnicu, C. : nr. 12, p. 682–689
Segărceanu, M. : nr. 7, p. 362–366
Selmereanu, H. : nr. 2, p. 57–77
Seserman, I. : nr. 8, p. 426–430
Sfințeanu, D. : nr. 11, p. 609–612
Sgrumala, M. : nr. 9, p. 501–508

MŰSZAKI
1383

Stamatescu, C. : nr. 11, p. 594–598
Stan, A. : nr. 4, p. 194–199 ; nr. 8, p. 420–423
Stan, N. : nr. 12, p. 667–671
Stăneseu, M. : nr. 5, p. 271–274
Stăncioiu, I. : nr. 11, p. ; 621–626
Stoica, D. : nr. 8, p. 411–413
Susan, R. : nr. 12, p. 678–682
Szilagyi, M. : nr. 10, p. 544–547

Ş

Şerban, V. : nr. 11, p. 603–609
Şişkin, V. G. : nr. 10, p. 534–537
Şoşea, I. : nr. 10, p. 560–561

T

Tarţa, I. : nr. 1, p. 22–26 ; nr. 8, p. 426–430
Teodosiu, C. : nr. 3, p. 150–153
Terţan, A. : nr. 10, p. 544–547
Todicescu, A. : nr. 9, p. 478–480
Tofan, M. : nr. 9, p. 467–477
Trică, Gh. : nr. 3, p. 127–133 ; nr. 4, p. 177–185
Tripa, M. : nr. 8, p. 443–447
Tutunaru, D. : nr. 7, p. 362–366

U

Untaru, M. : nr. 3, p. 138–143

V

Vasilescu, C. A. : nr. 7, p. 351–355
Vodă, T. : nr. 10, p. 544–547
Voicu, V. : nr. 8, p. 453–456

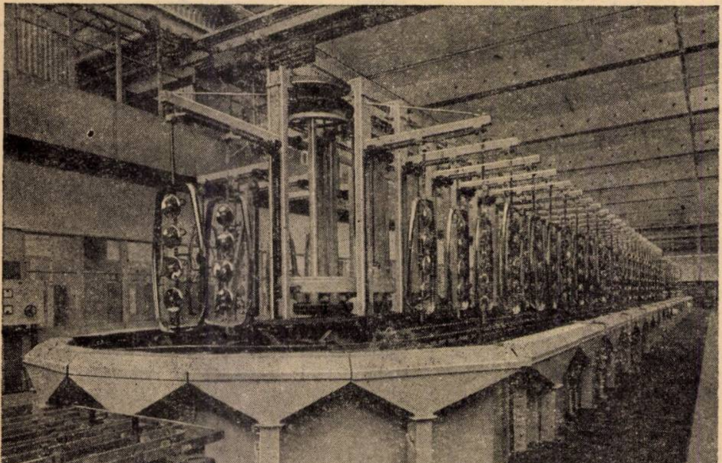
W

Wanyorek, C. : nr. 12, p. 655–658

Z

Zamfirescu, I. : nr. 5, p. 275–280
Žižka, I. : nr. 9, p. 481–489

Galvanotehnică modernă



Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Blasberg livrează:

Instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care :
Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la 16 A/dm²
Băi de cromare dură
Băi de cromare cu reglare automată
Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

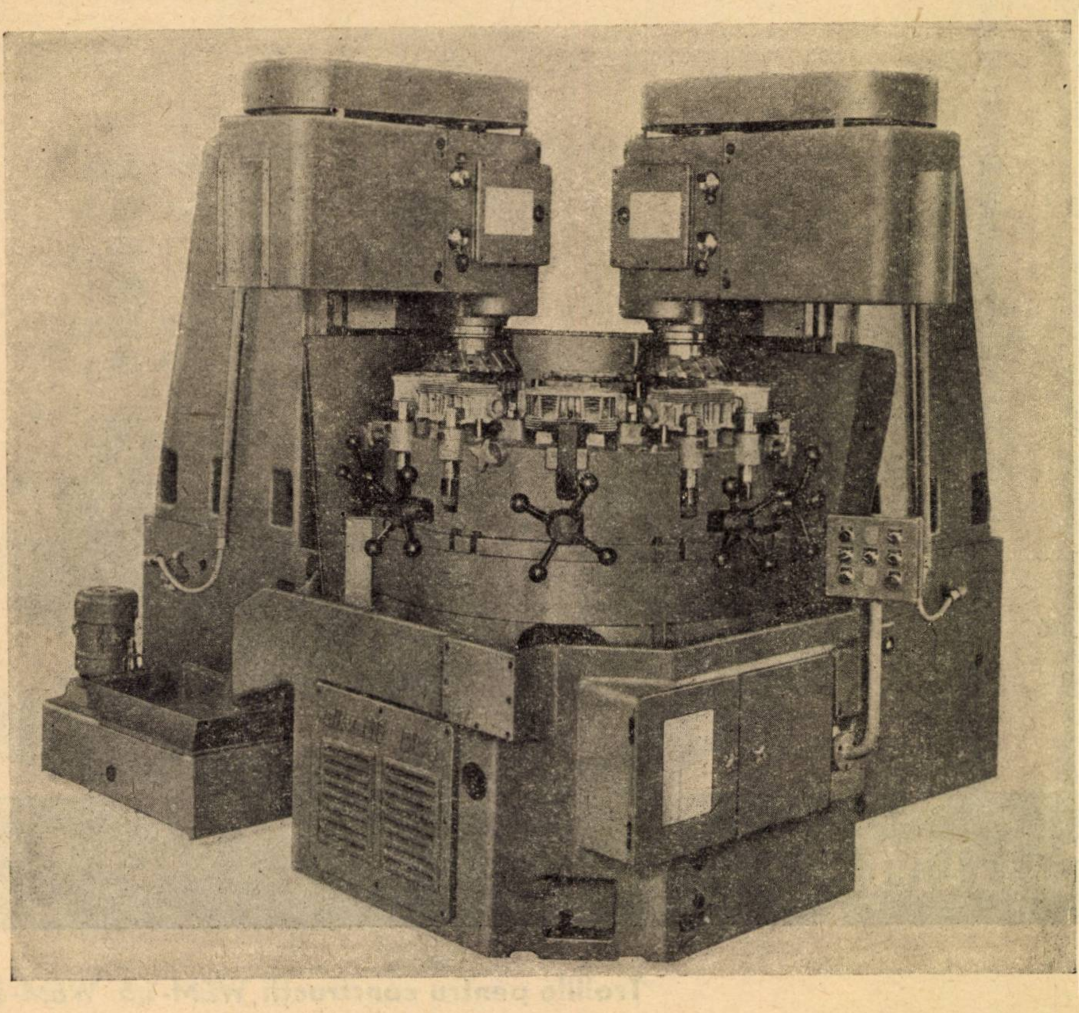
Băi pentru acoperire cu metale nobile
Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
Băi pentru zincare lucioasă
Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios" ZF–TR
Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios" ZF
Băi pentru cositorire lucioasă
Băi pentru cositorire lucioasă ,,STANNOSTAR"
Eloxal lucios
Paste lichide de şlefuit şi lustruit

Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

Maşini de frezat cu masa rotativă Olivetti



Maşini de frezat cu masa rotativă Olivetti cu două capete de frezare independente, pentru executarea într-o singură operaţie a degroşării şi finisării piesei.

Maşina poate fi, de asemenea, livrată în forma constructivă cu un singur cap.

Caracteristica fundamentală a maşinilor de frezat cu masă rotativă FG4 este eliminarea completă a timpilor morţi; destinate în mod special lucrărilor de serie mare şi mijlocie din industria uşoară şi semiuşoară, aceste maşini funcţionează în ciclu continuu, fără întreruperi în mişcările de alimentare şi de lucru.

Caracteristici generale

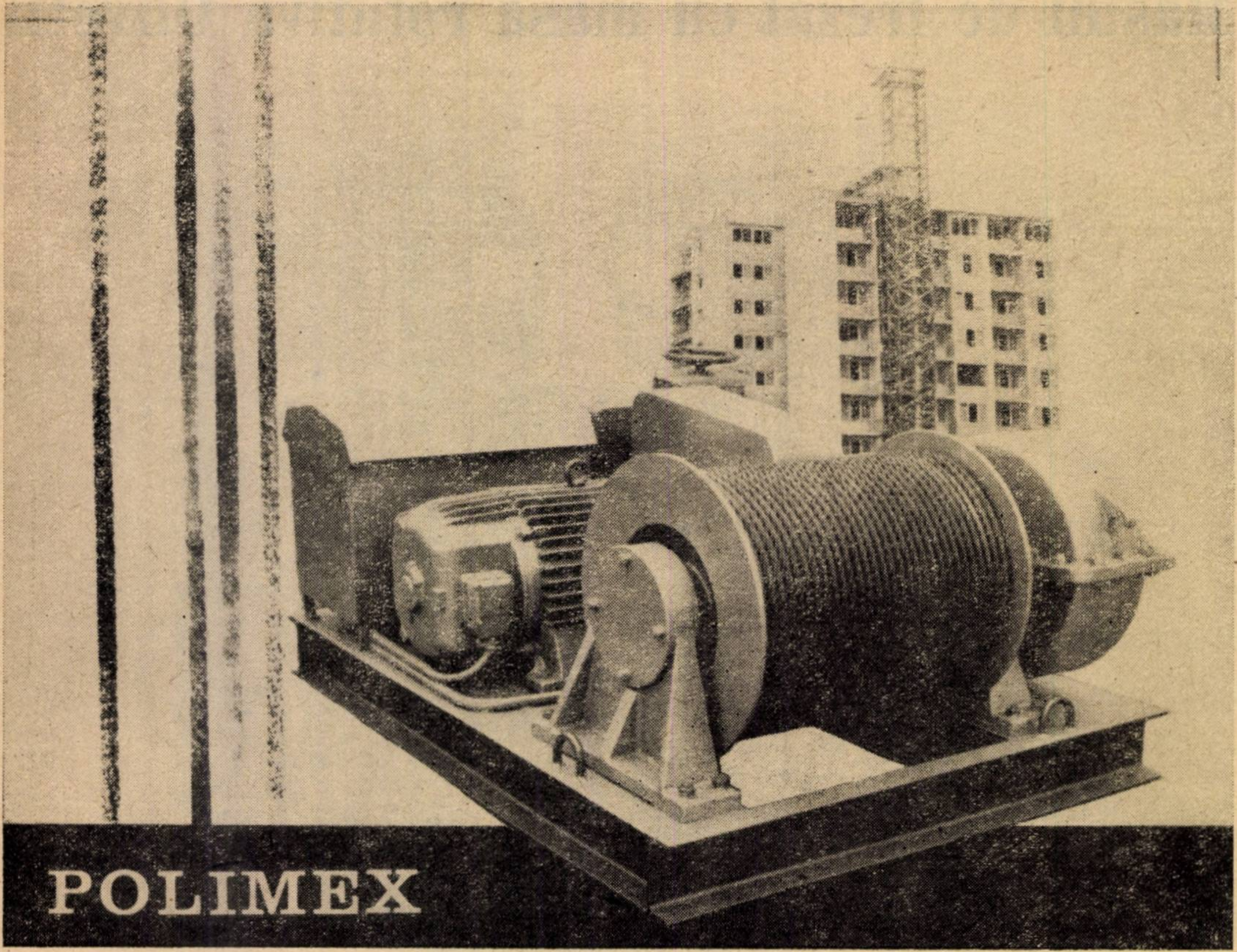
Greutatea maşinii (cu două capete): circa 7 900 kgf. Aparataj electric Allen Bradley în cofrete separate de construcţie capsulată.

Masa: Mişcare de lucru rotativă. Posibilitate de a trece de la viteza de lucru la viteza rapidă în acelaşi ciclu de rotaţie printr-un sistem cu camă specială livrat la cerere.
Viteza de lucru pe diametrul de 1 000 mm: de la 56 la 2 000 mm/min. Timpul pentru o rotaţie a mesei de la 56 la 1,6 min.
Numărul vitezelor posibile: 32. Diametrul mesei: 1 100 mm.

Capul de frezare: Pe această maşină se pot utiliza în mod normal două tipuri de capete de frezare cu 10 CP la arbore (capul U10 normal: turaţia frezei de la 63 la 800 rot/min; numărul vitezelor 12. Capul UR10R special pentru aliaje uşoare: turaţia frezei de la 500 la 5 600 rot/min; numărul vitezelor 8).

olivetti

MAŞINI – UNELTE
ING. C. OLIVETI & C., S.p.A.
S. Bernardo d'Ivrea (Torino)



Troliile pentru construcţii WEM-1,5 WEM-3 WE-5

Troliile electrice pentru construcţii servesc, în afara lucrărilor de construcţii şi montaj, la suspendarea sarcinilor a căror greutate este inferioară sarcinii utile a troliului.

- mecanismele troliului sînt montate pe un şasiu din profile sudate ;
- arborele motor este cuplat cu axul reductorului printr-un ambreiaj elastic. Pe axul reductorului este montat un tambur de frînare care face parte din ambreiaj :
- frîna, prevăzută cu saboţi, este comandată de un electromagnet, determinînd un cuplu de 250 kgf/cm, avînd o cursă de 5 cm ;
- flanşele terminale ale tamburului cablului, de construcţie sudată, montat pe arborele principal, permit înfăşurarea a 5 straturi de cablu ;
- direct pe şasiu sînt fixate: reostatul de pornire, tabloul de comandă, electromotorul şi cofretul de distribuţie.

CARACTERISTICI :

		WEM-1,5	WEM-3	WE-5
sarcina utilă	kgf	1 500	3 000	5 000
viteza de înfăşurare a cablului	rot/min	39,2	30—41	14,9—20,3
turaţia tamburului	rot/min		28,4	21,6
puterea electromotorului	kW	7,5	15	16

Exportator exclusiv „POLIMEX"
Societate Poloneză pentru Export şi Import de Maşini SRL
Warszawa Czackiego 7/9/11
Telefon: 269 491 Telex: 81271, 81274 Telegrame:
POLIMEX, WARSZAWA

Pentru toate informaţiile suplimentare vă puteţi adresa la
Biroul Consilierului Comercial al Poloniei
Bulevardul Aviatorilor 24
BUCUREŞTI

CEKOP

proiectează, expediază, montează și pune în funcțiune întreprinderi complete în următoarele ramuri industriale:

- construcții de mașini;
- energetică;
- construcții și materiale de construcție;
- industria chimică;
- industria zahărului;
- industria alimentară;
- mici întreprinderi industriale.

CEKOP

furnizează o documentație tehnică completă privitoare la instalațiile livrate, inclusiv documentația referitoare la construcție, montaj și tehnologie; supraveghează montajul și punerea în funcțiune a instalațiilor pe șantierele de construcție.

Rugăm trimiteți cererile pe adresa:

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ
EXTERIOR **CEKOP**
Koscielna 12
Varșovia – POLONIA
Căsuța poștală 112
TELEGRAME: **CEKOP** WARSZAWA
Telex: 81234

EXCAVATOR KU 1206—UNIKOP

Excavator cu o cupă — de mare utilitate pentru toate lucrările de terasare, ca şi pentru toate operaţiile de încărcare şi descărcare.

CARACTERISTICI

— toate piesele sînt confecţionate din oţel aliat de mare rezistenţă şi din materiale avînd certificate de calitate ;
— deservire uşoară datorită sistemelor hidraulice de comandă pentru diferitele mecanisme ;
— cabina operatorului este degajată în raport cu restul părţilor superioare ale maşinii ;
— posibilitatea utilizării în orice anotimp, şi pentru lucrul de noapte ;
— este echipat cu un motor Diesel cu răcire cu aer, de 168 CP ; excavatorul poate fi eventual utilat cu motor Alstaom, Willems, Alfa-Romeo sau Rolls-Royce.

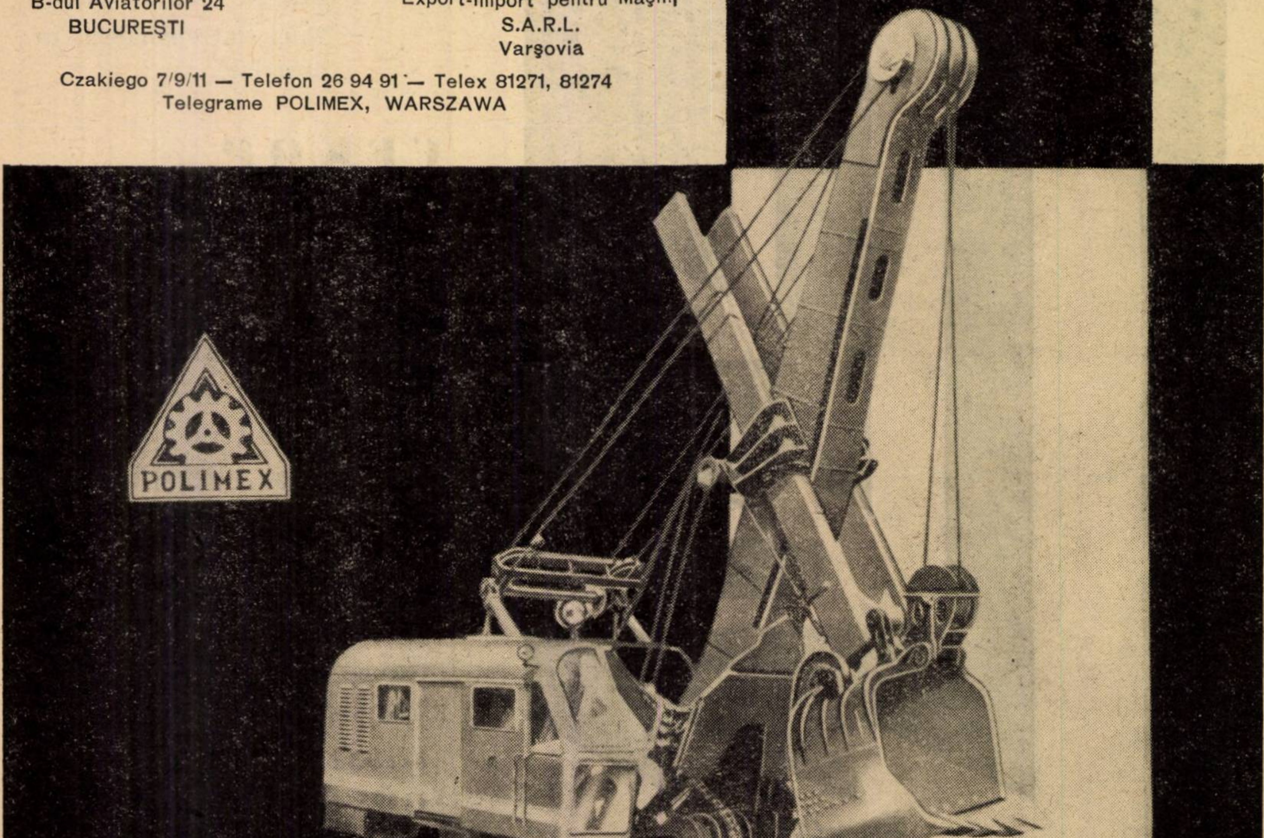
ECHIPAMENTE DE LUCRU:

1) excavator — capacitatea cupei — 1,2 m³ ;
2) draglină — capacitatea cupei — 1,5 m³;
3) bagger — capacitatea cupei — 1,0 m³ ;
4) graifer — capacitate — 1,2 m³ ;
5) săgeată de ridicare pentru sarcina maximă de 15 tf, săgeată de 23 m lungime maximă.

Informaţii amănunţite la:
BIROUL CONSILIERULUI
COMERCIAL al POLONIEI
B-dul Aviatorilor 24
BUCUREŞTI

Exportator exclusiv
POLIMEX
Societate poloneză de
Export-Import pentru Maşini
S.A.R.L.
Varşovia

Czakiego 7/9/11 — Telefon 26 94 91 — Telex 81271, 81274
Telegrame POLIMEX, WARSZAWA



POLIMEX

I. P. I., c. 4624

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1383

UZINA DE POMPE
BUCUREȘTI

STR. ZIDURI MOȘI NR.25

POMPE DE UZ GENERAL

- MONOETAJATE
- MULTIETAJATE
- ÎN DUBLU FLUX

POMPE SPECIALE pentru

- ALIMENTAREA CAZANELOR
- LICHIDE CU SUSPENSII ABRAZIVE
- PASTĂ DE HÎRTIE
- LICHIDE COROSIVE

POMPE pentru AGRICULTURĂ

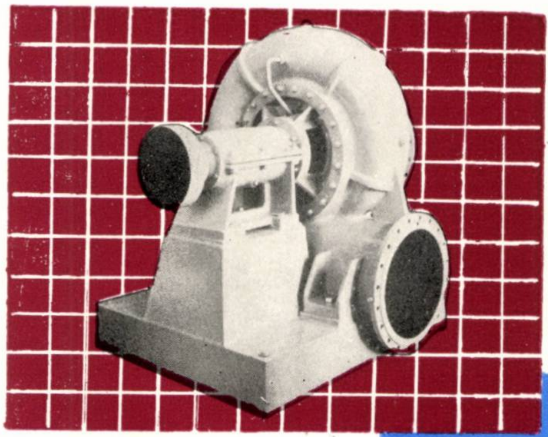
- DIAGONALE
- AXIALE
- MOTOPOMPE

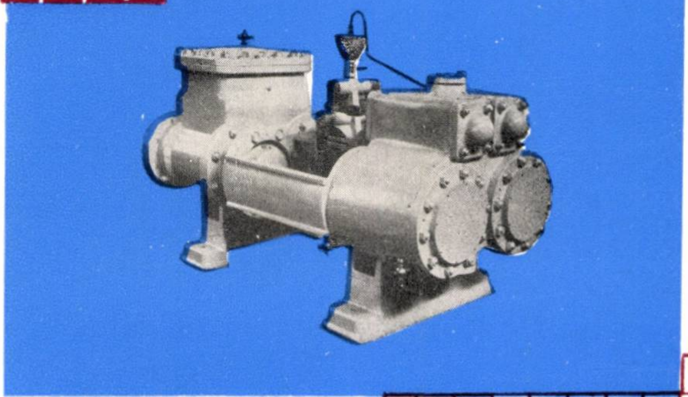
POMPE de vid

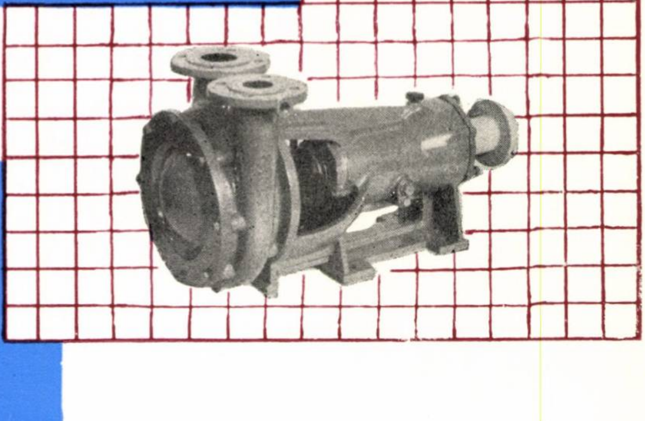
POMPE duplex

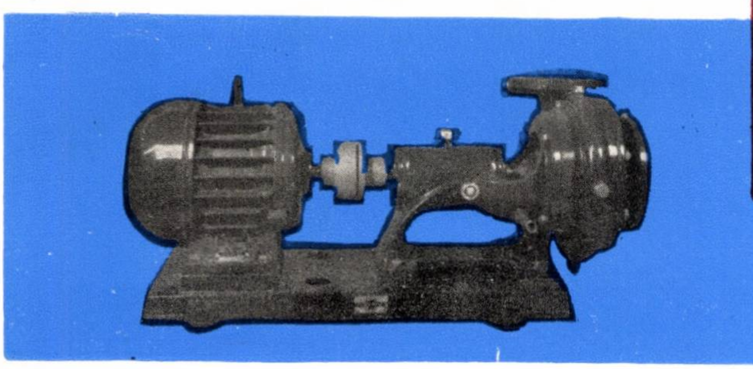
POMPE cu roți dințate

UPB



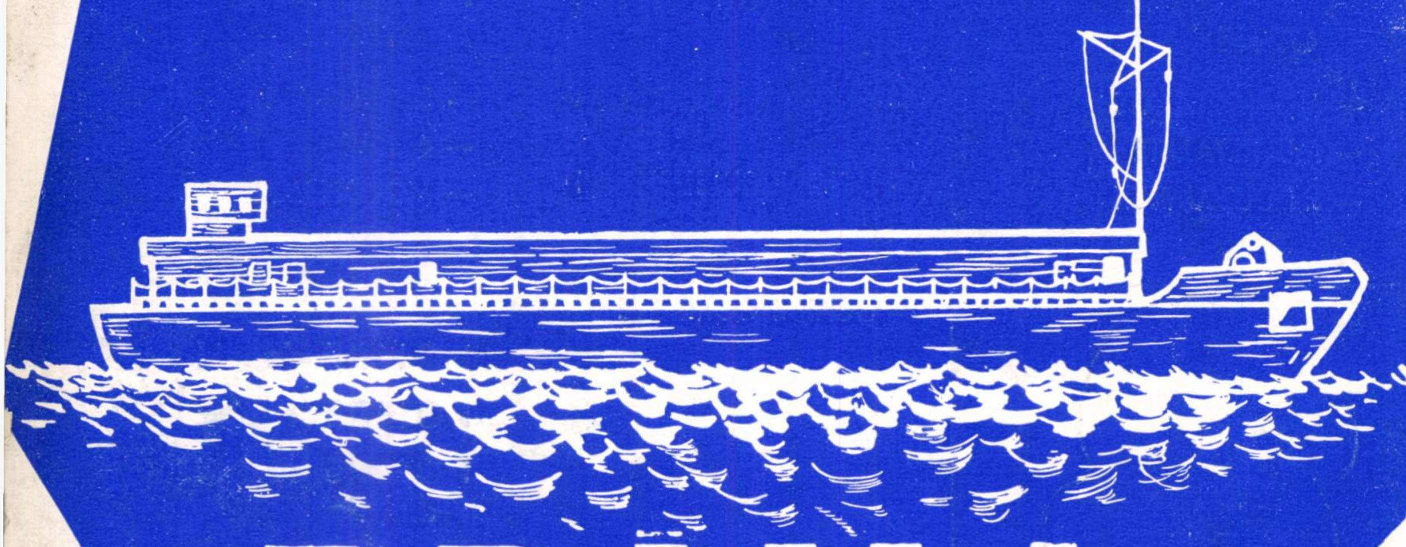






1965 JUN - 1

ŞANTIERUL NAVAL



BRĂILA

construieşte:

Şlepuri de 1000 şi 1700t

Ceamuri de 240t

Strada Fabricilor Nr. 2 Tel. 1748-1749